

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra mechaniky



Dynamická analýza zvedací plošiny

Dynamical Analysis of lifting platform

Student:

Bc. Jiří HANÁK

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Zdeněk PORUBA, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra mechaniky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jiří Hanák**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3901T003 Aplikovaná mechanika
Téma: **Dynamická analýza zvedací plošiny**
Dynamical Analysis of Lifting Platform

Zásady pro vypracování:

- 1) Popište využití zvedacích plošin v průmyslu, uveďte jejich základní parametry a způsoby realizace vertikálního pohybu.
- 2) Proveďte dynamickou analýzu zadané zvedací plošiny pro definovaná zatížení plošiny. Tuto analýzu proveďte pro pohyb plošiny nahoru i dolů s uvažováním jejího rozjezdu z klidové pozice, jízdu konstantní rychlostí a dojezdu do klidové pozice, zjistěte a vykreslete převodovou funkci plošiny.
- 3) Na základě provedené dynamické analýzy proveďte pevnostní kontrolu plošiny ve vybraných polohách, získané hodnoty vhodně komentujte a vypište kritická místa.
- 4) Proveďte modální analýzu předmětné zvedací plošiny.

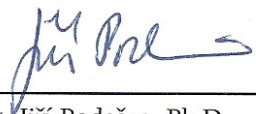
Seznam doporučené odborné literatury:

1. ANSYS, Inc. *ANSYS Release 14 Documentation*. SAP IP, Inc., 2007. V elektronické podobě dostupné jako součást instalace programu ANSYS 14.
2. KOLÁŘ, V., NĚMEC, I., KANICKÝ, V. *FEM : Principy a praxe metody konečných prvků*. 1. vyd. Praha : Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9.
3. COOK, R. D. *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. 1st edition. New York : Wiley & Sons, 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3.
4. KUČERA, J. *Stručný úvod do mechaniky lomu. Část I, Vruby a trhliny, nestabilní lom*. 1. vyd. Ostrava : Vysoká škola báňská, 1993. 106 s. ISBN 80-7078-218-8.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Zdeněk Poruba, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012
Datum odevzdání: 20.05.2013


doc. Ing. Jiří Podešva, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji že,

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své diplomové práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jiří HANÁK

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Na Veselé 2262, 738 01 Frýdek-Místek

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HANÁK, J., *Dynamická analýza zvedací plošiny: Diplomová práce.*

Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2013, 76 s. Vedoucí práce: Poruba, Z.

Diplomová práce se zabývá pevnostním výpočtem zvedací nůžkové plošiny pomocí metody konečných prvků. Teoretická část popisuje základní druhy zvedacích plošin, jejich využití a základní způsoby realizace vertikálního pohybu.

V dalším kroku bude provedena pevnostní analýza, kdy má být analyzován stav plynulého rozjezdu plošiny z klidového stavu, následný dojezd do klidového stavu a total stop, který by nastal v případě nebezpečí, a plošina by se musela okamžitě uvést do klidového stavu. Po samotné této analýze bude úkolem vytipování kritických míst na plošině.

Posledním bodem analýzy zadané zvedací plošiny bude provést modální analýzu pro zjištění vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitání.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

HANÁK, J., *Dynamical Analysis of lifting platform: Master Thesis.*

Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of mechanic, 2013, 76 s. Thesis head: Poruba, Z.

This thesis deals with the strength calculation scissor lift platform using finite element method. The theoretical part describes the basic types of lifting platforms, their use and the basic realization of vertical movement.

The next step will be performed stress analysis, when it should be a smooth start ANALYZING STATUS platforms from standstill, the subsequent roll to a stop and total stop, which would occur in case of danger, and the platform would have to be immediately put into standby mode. After this analysis, the actual task of identification of the critical points on the platform.

The last point of the analysis will be given lift perform modal analysis to determine the natural frequencies and natural modes of vibration.

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu své diplomové práce, Ing. Zdeňkovi Porubovi, Ph.D. za rady, připomínky, za čas, který mi věnoval, za vedení pro zpracování tohoto zajímavého tématu mé diplomové práce.

Obsah:

Seznam použitých značek a symbolů	9
Úvod.....	14
1) Využití zvedacích plošin v průmyslu, jejich základní parametry a způsoby realizace vertikálního pohybu	15
1.1) Využití zvedacích plošin v průmyslu	15
1.2) Základní parametry zvedacích plošin.....	16
1.2.1) Nůžkové zvedací plošiny.....	17
1.2.2) Kloubové zvedací plošiny	20
1.2.3) Teleskopické zvedací plošiny	20
1.2.4) Další typy zvedacích plošin.....	21
1.3) Způsoby realizace vertikálního pohybu	23
1.3.1) Hydraulický pohon	23
1.3.2) Pneumatický pohon	24
1.3.3) Elektrický pohon	24
1.3.4) Ruční pohon.....	25
2) Příprava modelu	26
3) Modální analýza.....	31
3.1) Nastavení vazeb.....	31
3.2) Diskretizace modelu	32
3.3) Okrajové podmínky	34
3.4) Výsledky modální analýzy	35
4) Pevnostní analýza	39
4.1) Výpočet konstrukčního tlumení	39
4.2) Výpočet tuhosti hydraulického systému.....	39
4.2.1) Samotný výpočet hydraulické tuhosti systému	40
4.3) Výpočet Youngova modulu pružnosti hydroválce	41
4.4) Nastavení vazeb.....	43
4.4.1) Rotační vazby	43
4.4.2) Posuvné vazby	43
4.4.3) Nastavení kontaktů	44
4.5) Okrajové podmínky	44

4.6) Diskretizace modelu	44
4.7) Nastavení zatížení.....	44
4.8) Aplikace Youngova modulu pružnosti hydroválce	46
4.9) Nastavení pohybu zvedací plošiny a nastavení řešiče	47
4.10) Materiálové vlastnosti	48
4.11) Výsledky – symetrická zátěž	49
4.11.1) Základový rám.....	52
4.11.2) Ramena nůžkového mechanismu	53
4.11.3) Střední plošina	55
4.11.4) Vrchní plošina	57
4.11.5) Posuvné kameny	59
4.12) Výsledky – nesymetrická zátěž	61
4.12.1) Základový rám.....	62
4.12.2) Ramena nůžkového mechanismu	63
4.12.3) Střední plošina	65
4.12.4) Vrchní plošina	67
4.12.5) Posuvné kameny	69
4.13) Převodová funkce plošiny	70
Závěr	72
Použitá literatura:	75

Seznam použitých značek a symbolů

Malá písmena latinské abecedy		
Označení	Jednotka	Popis významu
d	mm	Průměr pístnice
f_1	Hz	První nenulová vlastní frekvence
k_{hyd}	$N \cdot m^{-1}$	Hydraulická tuhost
k_{ZR}		Koeficient bezpečnosti základového rámu
k_{RMN}		Koeficient bezpečnosti ramen nůžkového mechanismu
k_{VP}		Koeficient bezpečnosti vrchní plošiny
l_0	mm	Délka rozdělené části pístnice
p	MPa	Tlak

Velká písmena latinské abecedy		
Označení	Jednotka	Popis významu
E	MPa	Modul pružnosti v tahu
F	N	Síla
K	MPa	Modul objemové stlačitelnosti kapaliny
L_s	mm	Výška sloupce hydraulické kapaliny
S	mm^2	Obsah
V	mm^3	Objem
V_0	mm^3	Původní objem kapaliny

Malá písmena řecké abecedy		
Označení	Jednotka	Popis významu
β		Konstrukční tlumení
ε		Poměrná deformace
μ		Poissonovo číslo
ξ_k		Poměrný útlum
ω_{kr1}	$rad \cdot s^{-1}$	Úhlová rychlost první vlastní frekvence
σ	MPa	Napětí

Seznam obrázků		
Číslo obrázku	Název obrázku	strana
Obrázek 1	Dvojnásobná nůžková zvedací plošina	15
Obrázek 2	Mobilní zvedací plošina	16
Obrázek 3	Stabilní zvedací plošina umístěna volně do prostoru	16
Obrázek 4	Stabilní zvedací plošina umístěna do šachty	17
Obrázek 5	Jednonásobná zvedací nůžková plošina	18
Obrázek 6	Dvojnásobná zvedací nůžková plošina	18
Obrázek 7	Vícenásobná zvedací nůžková plošina	19
Obrázek 8	Tandemová zvedací plošina	19
Obrázek 9	Kloubová zvedací plošina	20
Obrázek 10	Teleskopická zvedací plošina	21
Obrázek 11	Přívěsová zvedací plošina	21
Obrázek 12	Manipulátor	22
Obrázek 13	Schéma hydraulického agregátu	23
Obrázek 14	Náhled elektrického pohonu s pohybovým šroubem	24
Obrázek 15	Elektrická AKU zvedací plošina	25
Obrázek 16	Ruční pohon zvedací plošiny	25
Obrázek 17	Celkový náhled odebraných součástí	26
Obrázek 18	Náhled odebraného čepu s pouzdem a pojistným kroužkem	26
Obrázek 19	Náhled odebraných dosedacích ploch včetně normalizovaných částí	27
Obrázek 20	Náhled odstraněných zaoblených hran profilu	27
Obrázek 21	Náhled odstranění otvorů posuvného členu	28
Obrázek 22	Náhled odstranění hran a otvorů posuvného členu 2	28
Obrázek 23	Náhled odstranění hran a otvorů L profilu	29
Obrázek 24	Náhled chyby – prostupování dvou profilů	29
Obrázek 25	Náhled chyby před a po opravení – nedoléhání profilu	30
Obrázek 26	Náhled chyby před a po opravení – seříznutý profil	30
Obrázek 27	Nastavení rotační vazby mezi základovým rámem a hydraulickým válcem	31
Obrázek 28	Nastavení posuvné vazby mezi střední plošinou a posuvným kamenem	32

Seznam obrázků		
Číslo obrázku	Název obrázku	strana
Obrázek 29	Celkový náhled sítě modelu	32
Obrázek 30	Detail sítě základového rámu	33
Obrázek 31	Detail sítě střední plošiny	33
Obrázek 32	Detail sítě hydraulického válce	34
Obrázek 33	Okrajová podmínka pro modální analýzu	34
Obrázek 34	Příklad druhého vlastního tvaru, kdy u vrchní plošiny dochází k náklonu; [Hz]	36
Obrázek 35	Příklad druhého vlastního tvaru, kdy u vrchní plošiny dochází k náklonu, zobrazeno vektorově; [Hz]	37
Obrázek 36	Příklad šestého vlastního tvaru, kdy dochází ke dvojnásobnému ohybu střední plošiny; [Hz]	38
Obrázek 37	Příklad šestého vlastního tvaru, kdy dochází ke dvojnásobnému ohybu střední plošiny, zobrazeno vektorově; [Hz]	37
Obrázek 38	Příklad osmého vlastního tvaru, kdy u střední plošiny dochází k ohybu; [Hz]	38
Obrázek 39	Příklad osmého vlastního tvaru, kdy u střední plošiny dochází k ohybu, zobrazeno vektorově; [Hz]	38
Obrázek 40	Nastavení posuvné vazby mezi hydraulickým válcem a pístnicí	43
Obrázek 41	Nastavení kontaktu mezi střední plošinou a posuvným kamenem	44
Obrázek 42	Nastavení zatížení – výdřeva	45
Obrázek 43	Nastavení zatížení - symetrická zátěž	45
Obrázek 44	Nastavení zatížení - nesymetrická zátěž	46
Obrázek 45	Aplikace dopočítaného modulu pružnosti hydroválce	46
Obrázek 46	Nastavení posuvu zvedací plošiny směrem nahoru; [mm]	48
Obrázek 47	Nastavení rychlosti posunu zvedací plošiny směrem dolů; [mm/s]	48
Obrázek 48	Maximální výchylka zvedací plošiny; [mm]	50
Obrázek 49	Celkový náhled napětí v konstrukci zvedací plošiny; [MPa]	51
Obrázek 50	Průběh napětí v základovém rámu; [MPa]	52
Obrázek 51	Detailní průběh napětí uchycení hydraulických válců; [MPa]	52

Seznam obrázků		
Číslo obrázku	Název obrázku	strana
Obrázek 52	Průběh napětí v ramenech nůžkového mechanismu; [MPa]	53
Obrázek 53	Průběh napětí v nejvíce namáhané části ramen nůžkového mechanismu; [MPa]	54
Obrázek 54	Detail průběhu napětí části ramen nůžkového mechanismu; [MPa]	54
Obrázek 55	Celkový průběh napětí ve střední plošině; [MPa]	55
Obrázek 56	Maximální napětí ve středním rámu; [MPa]	56
Obrázek 57	Průběh napětí v dostatečné vzdálenosti od kontaktu; [MPa]	56
Obrázek 58	Celkový náhled průběhu napětí ve vrchní plošině; [MPa]	57
Obrázek 59	Průběh napětí přímo pod umístěním břemene; [MPa]	58
Obrázek 60	Průběh napětí přímo pod zátěží; [MPa]	58
Obrázek 61	Maximální napětí v konstrukci vrchní plošiny; [MPa]	59
Obrázek 62	Průběh napětí v posuvném kameni; [MPa]	60
Obrázek 63	Detail místa s maximálním napětím v posuvném kameni; [MPa]	60
Obrázek 64	Celkový náhled průběhu napětí při nesymetrické zátěži; [MPa]	61
Obrázek 65	Průběh napětí v základovém rámu při nesymetrické zátěži; [MPa]	62
Obrázek 66	Detail průběhu napětí v základovém rámu - uchycení pístů, nesymetrická zátěž; [MPa]	62
Obrázek 67	Celkový náhled průběhu napětí ramen nůžkového mechanismu; [MPa]	63
Obrázek 68	Průběh napětí v nejvíce namáhané části ramen nůžkového mechanismu; [MPa]	64
Obrázek 69	Detail průběhu maximálního napětí ramen nůžkového mechanismu; [MPa]	64
Obrázek 70	Celkový průběh napětí ve střední plošině; [MPa]	65
Obrázek 71	Maximální napětí ve středním rámu; [MPa]	66
Obrázek 72	Průběh napětí v dostatečné vzdálenosti od kontaktu; [MPa]	66
Obrázek 73	Celkový náhled průběhu napětí v konstrukci vrchní plošiny; [MPa]	67

Seznam obrázků		
Číslo obrázku	Název obrázku	strana
Obrázek 74	Průběh napětí přímo pod břemenem; [MPa]	68
Obrázek 75	Detail průběhu maximálního napětí vrchní plošiny při nesymetrickém zatížení; [MPa]	68
Obrázek 76	Celkový náhled průběhu napětí posuvného kamene při nesymetrickém zatížení; [MPa]	69
Obrázek 77	Detail průběhu napětí posuvného kamene při nesymetrickém zatížení; [MPa]	70

Seznam grafů		
Číslo grafu	Název grafu	strana
Graf 1	Časový průběh posunutí stolu; [mm]	49
Graf 2	Detail zákmitu plošiny po rychlém zastavení pohybu plošiny; [mm]	50
Graf 3	Časový průběh rozložení napětí v konstrukci zvedací plošiny; [MPa]	51
Graf 4	Časový průběh napětí v konstrukci při nesymetrické zátěži; [MPa]	61
Graf 5	Závislost zvednutí vrchní plošiny na vysunutí pístu; [mm]	71
Graf 6	Převodový poměr zvedací plošiny	71

Seznam tabulek		
Číslo tabulky	Název tabulky	strana
Tabulka 1	Přehled vlastních tvarů a frekvencí	35
Tabulka 2	Nastavení jednotlivých výpočetních kroků	47
Tabulka 3	Materiálové vlastnosti materiálu S235JR	48

Úvod

Zvedací plošiny jsou určeny pro překonávání výškových rozdílů, včetně udržování v určité výšce, dále k vertikální přepravě osob a materiálu. Hojně se používají při opravárenských pracích, montážích a v nemalé míře i pro požadavky skladování, kdy je třeba materiál umístit do vyšších polic.

V dnešní době rozlišujeme zvedací plošiny určené pro práci v exteriérech a interiérech, s tím souvisí další rozdělení a to na mobilní a stabilní. Stabilní jsou pevně spojeny se základovou deskou – příkladně šrouby. Tyto plošiny mohou být umístěny volně do prostoru, případně do šachet. Mobilní zvedací plošiny mají buď svůj speciální podvozek, nebo jsou namontovány na podvozek automobilu, dle velikosti na osobní, nebo na nákladní. Dále rozlišujeme zvedací plošiny kloubové, teleskopické, nůžkové, personální materiálové a manipulátory. Každá z těchto plošin má své specifické využití a vyrábějí se s určitými parametry: 1) maximální výška, do které je schopna břemeno zvednout

2) maximální hmotnost břemene, které je plošina schopna zvednout.

V průmyslu se nejčastěji používají nůžkové zvedací plošiny. Ty mohou být řešeny jako jednonásobné, dvojnásobné či vícenásobné (nůžkový mechanismus se umísťuje nad sebe), v tomto případě rozhoduje maximální pracovní rozsah (výškový), který od dané plošiny požadujeme. Dále se tyto plošiny vyrábějí jako jednoduché či tandemové (nůžkový mechanismus se umísťuje vedle sebe). O tom, zda se použije jednoduchá nůžková konstrukce či tandemová rozhodují rozměry zvedací plošiny a hmotnost břemena, která je zapotřebí zvednout. V případě dlouhých konstrukcí používáme nejčastěji jeden hydraulický válec (určen ke zvedání plošiny) na každý nůžkový mechanismus. Při potřebě zvedání velkých hmotností břemen se používá i více hydraulických válců na nůžkový mechanismus – ve většině případů 2 válce na nůžkový mechanismus, ve zvláštních případech se používají 4 válce na nůžkový mechanismus.

Tato diplomová práce se zabývá pevnostní analýzou tandemové nůžkové zvedací plošiny pomocí metody konečných prvků. Bude analyzován plynulý rozjezd z klidového stavu, dojezd do klidového stavu a okamžité zastavení plošiny. Po provedení těchto analýz bude provedeno vytipování kritických míst plošiny. Posledním bodem práce bude provedení modální analýzy pro zjištění vlastních frekvencí a vlastních tvarů kmitání.

1) Využití zvedacích plošin v průmyslu, jejich základní parametry a způsoby realizace vertikálního pohybu

1.1) Využití zvedacích plošin v průmyslu

Zvedací plošiny se využívají pro překonání výškových rozdílů, pro zvedání břemen, případně pro jejich udržení v určité výšce. Uplatňují se při výrobě jako montážní plošiny (například pro svařování, montáž dílčích celků u podvozku tramvají), ve skladech a distribučních centrech. Zvedací plošiny – viz *obrázek 1*, mají nevýhodu v menším zdvihu břemene – porovnáváno s kloubovými a teleskopickými plošinami. Jako výhodu lze zařadit to, že se dají naprogramovat, tím lze zvedací plošiny zařadit do složitějšího manipulačního systému. Většinu zvedacích plošin lze vybavit řadou doplňků, jako jsou dopravníkové plošiny, náklonné plošiny, speciální upínací systém, rozvod elektrické energie.



Obrázek 1 - Dvojnásobná nůžková zvedací plošina, [5]

1.2) Základní parametry zvedacích plošin

Základní rozdělení zvedacích plošin je na stabilní a na mobilní. Mobilní varianta je zobrazena na *obrázku 2*. Mobilní jsou namontovány na svůj vlastní speciální podvozek, případně na podvozek automobilu. Stabilní plošiny jsou instalovány volně do prostoru - viz *obrázek 3*, je-li však žádoucí, jsou umísťovány do šachet, což má za důsledek takzvanou nulovou složenou výšku od země – viz *obrázek 4*. Další rozdělení těchto plošin je na interní a externí.



Obrázek 2 - Mobilní zvedací plošina, [6]



Obrázek 3 – Stabilní zvedací plošina umístěna volně do prostoru, [7]



Obrázek 4 – Stabilní zvedací plošina umístěna do šachty, [8]

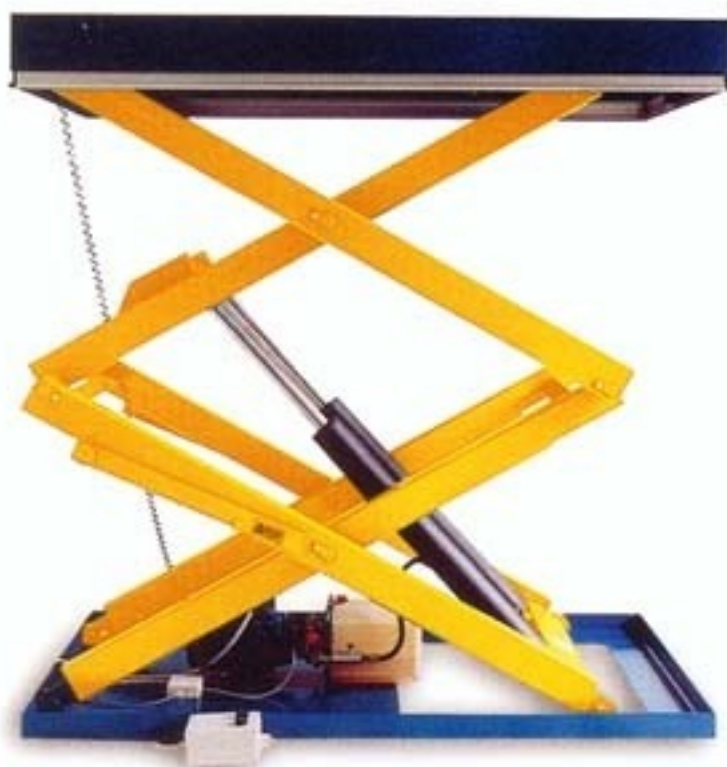
1.2.1) Nůžkové zvedací plošiny

Výhodou těchto plošin je jednoduchá konstrukce, relativně vysoký zdvih a velká nosnost. Nůžkové zvedací plošiny se vyrábějí jako jednonásobné – viz *obrázek 5*, jsou nejpoužívanější, dále dvojnásobné – viz *obrázek 6* a vícenásobné – viz *obrázek 7*. Vícenásobné zvedací plošiny se konstruují tak, že se nad sebe umístí dvě a více jednoduchých nůžkových konstrukcí. Dále se vyrábějí jako jednoduché, případně tandemové - viz *obrázek 8*, ty se konstruují tak, že se nůžkové mechanismy umístí vedle sebe.

Vícenásobné mechanismy se užívají tam, kde je třeba větší zdvih než u jednonásobných, tandemové se užívají tam, kde je třeba větších rozměrů plošiny, případně větší zdvihací síly - lze použít jeden či více hydraulických agregátů. V případě potřeby je možná kombinace tandemových a vícenásobných nůžkových zvedacích plošin. Tyto nůžkové zvedací plošiny dosahují zdvih i 16 m [20], nosnost těchto plošin dosahuje hodnot až několika tun.



Obrázek 5 - Jednónásobná zvedací nůžková plošina, [9]



Obrázek 6 - Dvojnásobná zvedací nůžková plošina, [10]



Obrázek 7 - Vícenásobná zvedací nůžková plošina, [11]



Obrázek 8 - Tandemová zvedací plošina, [21]

1.2.2) Kloubové zvedací plošiny

Využívají se především tam, kde je pracovní prostředí vybaveno velkým množstvím technologií, nebo tam, kde je nutné překonávat terénní překážky. Tyto plošiny jsou otočné o 360° a dokáží pojíždět v maximální možné výšce. Některé tyto plošiny jsou vybaveny otočným pracovním košem. Mohou být elektrické – pro méně náročné terény, nebo dieselové – pro náročnější terény a jsou vybaveny pohonem 4x4. Kloubová zvedací plošina je zobrazena na *obrázku 9*.



Obrázek 9 - Kloubová zvedací plošina, [12]

1.2.3) Teleskopické zvedací plošiny

Vlastnosti obdobné jako u kloubových zvedacích plošin s tím rozdílem, že mají větší pracovní rozsah. Ramena, na kterých je umístěn pracovní koš jsou teleskopická (vysuvná), která mohou pracovat jak v minimální (nevysunuté) pracovní výšce, tak v maximální (vysunuté) pracovní výšce. Teleskopická zvedací plošina je zobrazena na *obrázku 10*.



Obrázek 10 - Teleskopická zvedací plošina, [13]

1.2.4) Další typy zvedacích plošin

- **Přívěsové** – jejich výhodou je v tom, že se dají zapojit za osobní automobil. Jsou vybaveny hydraulickými písty a mechanismem pro automatické vyrovnávání. Tento typ je zobrazen na *obrázku 11*.



Obrázek 11 - Přívěsová zvedací plošina, [14]

- **Manipulátory** – Umožňují dopravu materiálu o hmotnosti až pět tun do maximální výšky 21metrů. Lze je vybavit různými nástavci v závislosti na přepravovaném materiálu (lžíce, koš, hák, atp.). Manipulátor je zobrazen na *obrázku 12*.



Obrázek 12 - Manipulátor, [15]

- **Personální plošiny** – Tyto plošiny se používají pro údržbové práce, jejich pohyb je zpravidla pouze vertikální.
- **Materiálové plošiny** – Používají se pro zvedání a umístění materiálu na policích, případně pro mezipatrovou manipulaci mezi pracovišti.
- **Automobilové plošiny** – Mohou být konstruovány jako kloubové i teleskopické, jejich výhoda je vysoká mobilita.
- **Pásové plošiny** – Princip totožný jako kloubové, případně teleskopické plošiny s tím rozdílem, že k pohybu využívají pásy.

Při vypracovávání bodu 1.2 bylo čerpáno z [16], [17], [18].

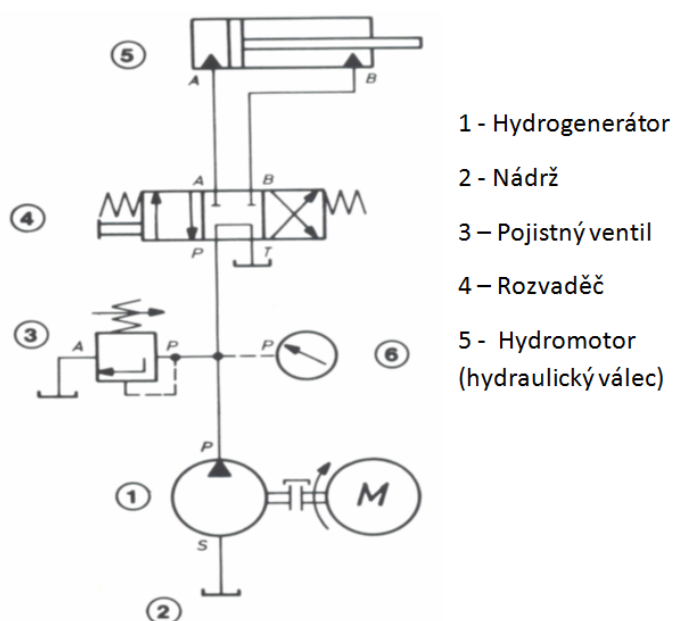
1.3) Způsoby realizace vertikálního pohybu

O způsobu realizace vertikálního pohybu plošiny rozhoduje výška maximálního zdvihu a hmotnost břemene, které potřebujeme zvedat. Dle normy ČSN EN 1494+A1 [19] rozlišujeme čtyři základní druhy realizace tohoto pohybu:

- a) Hydraulický pohon
- b) Pneumatický pohon
- c) Elektrický pohon
- d) Ruční pohon

1.3.1) Hydraulický pohon

Hydraulický pohon - viz *obrázek 13*, patří mezi nejrozšířenější technické řešení zvedání plošin, kdy pracovním médiem je hydraulická kapalina. Tato metoda využívá princip tlakové energie, která vychází z Pascalova zákona. Tento pohon patří mezi nejvýkonnější a používá se všude tam, kde je třeba zvedat břemena o vysoké hmotnosti. Hlavní výhodou tohoto pohonu je jeho jednoduchost, velká účinnost a velká síla, malé rozměry, možnost zastavení v jakékoli poloze a plynulá regulace rychlosti. Mezi nevýhody lze zařadit nákladný provoz, případně údržba, nutnost zpětného odvodu hydraulické kapaliny a nebezpečí úniku provozní kapaliny – hydraulického oleje a jeho následný nepříznivý dopad na životní prostředí.



Obrázek 13 - Schéma hydraulického agregátu, [22]

1.3.2) Pneumatický pohon

Praktický totožný princip jako hydraulický pohon s tím rozdílem, že pracovním médiem je stlačený vzduch, který se vyrábí v kompresorech. Výhody jsou jednoduchá konstrukce, vysoké rychlosti ($0,05 \div 5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$), snadná ochrana proti přetížení pojistnými ventily, není nutné zpětný odvod pracovního média, stlačený vzduch je možno skladovat v tlakové nádobě, mohou pracovat při poměrně vysokých teplotách. Mezi nevýhody lze zařadit velké rozměry pneumatických zařízení z důvodu malého provozního tlaku, nutnost velkých průtoků média, obtížné dosažení konstantní rychlosti pohybu, vyšší úroveň hluku.

1.3.3) Elektrický pohon

Elektrický pohon se skládá z elektromotoru s převodovkou, kdy dochází k transformaci rotačního pohybu na pohyb posuvný. K této transformaci využíváme pohybový šroub, kde se tento šroub otáčí, ale neposouvá, a z matice, která se neotáčí, ale posouvá se. Tato matice je pevně spojena s pohyblivou částí nůžkové konstrukce, což způsobuje zvedání plošiny. Náhled tohoto pohonu je zobrazeno na *obrázku 14*. Plošina poháněná bateriemi je zobrazena na *obrázku 15*.



Obrázek 14 - Náhled elektrického pohonu s pohybovým šroubem, [23]



Obrázek 15 - Elektrická AKU zvedací plošina, [24]

1.3.4) Ruční pohon

Tento pohon využívá pohybový šroub, (princip popsán v bodě 1.3.3), avšak hmotnost břemene je malá a motor s převodovkou je nahrazen pákou pro ruční otáčení pohybového šroubu. Plošina s ručním zvedacím pohonem je zobrazena na *obrázku 16.*, kdy pohybový šroub je umístěn pod pracovní plošinou.



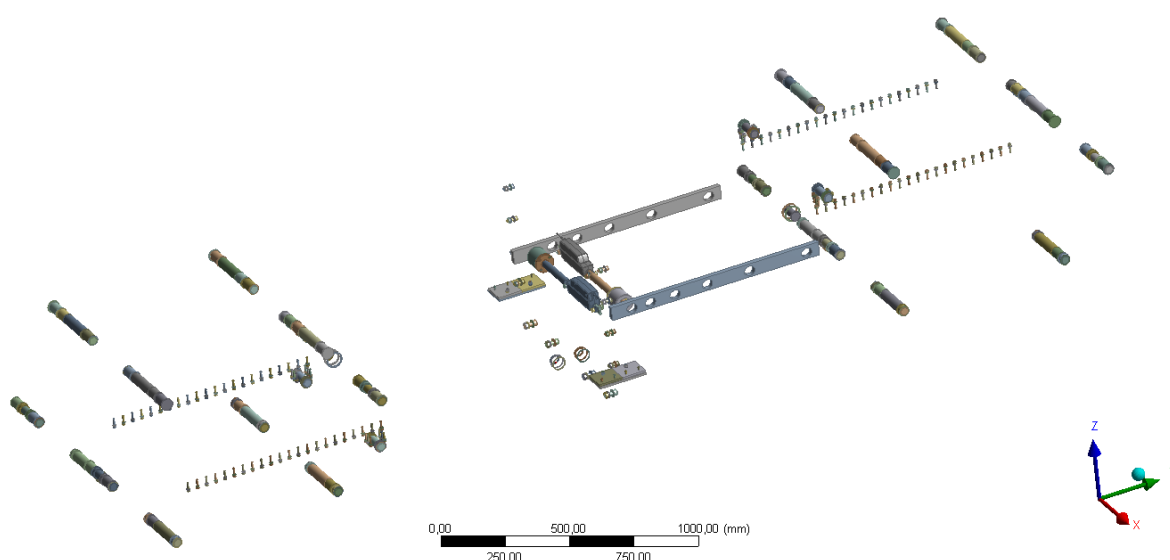
Obrázek 16 - Ruční pohon zvedací plošiny, [25]

2) Příprava modelu

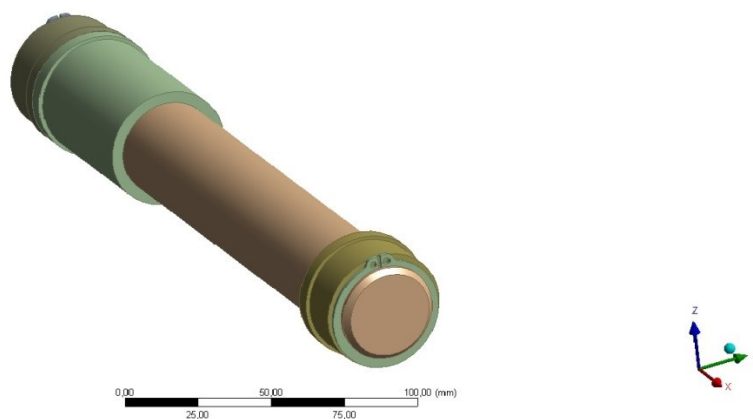
Model byl poskytnut zadavatelem ve formátu STP. Tento model obsahoval všechny součásti nutné pro sestavení plošiny. Obsahoval normalizované součásti, jako jsou například šrouby, matice, podložky a pojistné kroužky, dále také obsahoval nenormalizované součásti a to - pouzdra a čepy, které byly vloženy do otvorů jednotlivých profilů a vymezovaly vzájemnou polohu a pohyb jednotlivých částí konstrukce.

Pro samotný výpočet byla přijata určitá zjednodušení, a to taková, že tyto pouzdra a čepy byly z modelu odebrány a nahrazeny vazbami, dále byly odstraněny bezpečnostní prvky, součásti určené jako dosedací plochy, a výše zmíněné normalizované součásti, které z hlediska pevnostní analýzy nebylo třeba analyzovat.

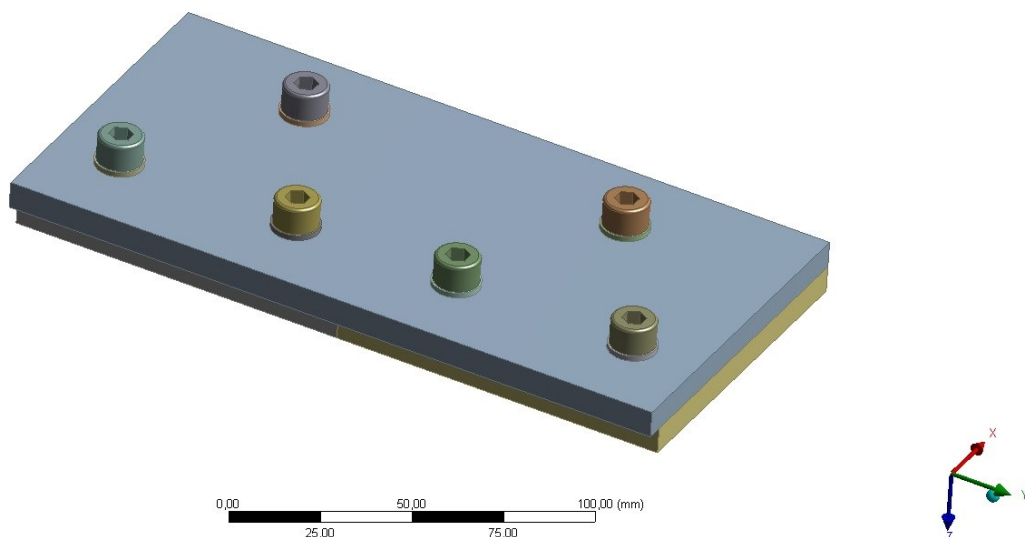
Počet všech odebraných těles: 596 – viz *obrázek 17*. Detaily některých odebraných součástí jsou zobrazeny na *obrázku 18* a na *obrázku 19*.



Obrázek 17 - Celkový náhled odebraných součástí

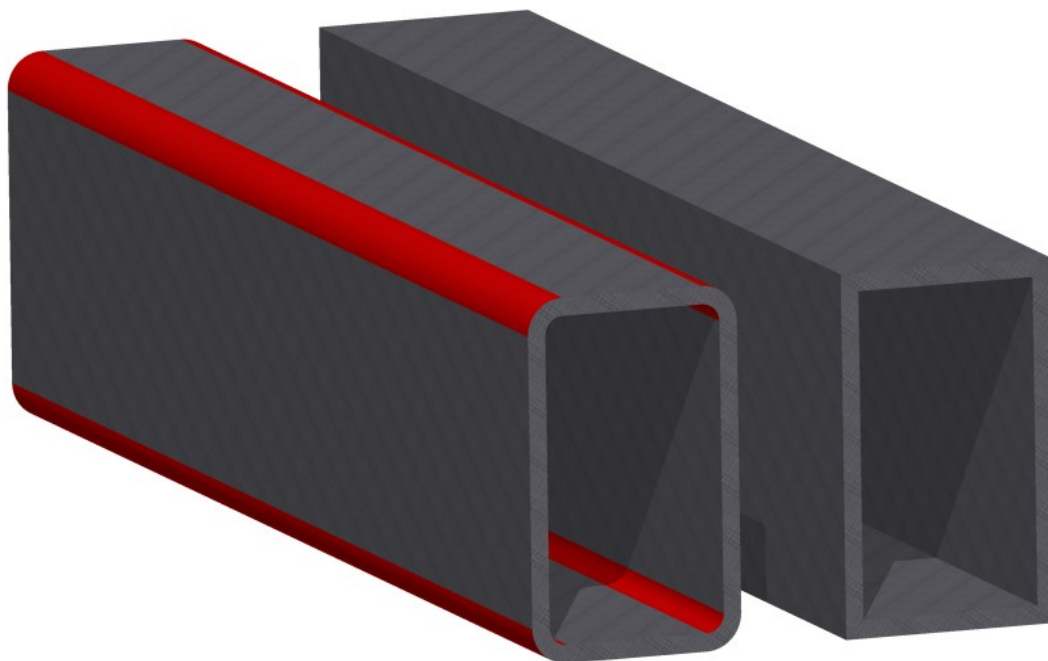


Obrázek 18- Náhled odebraného čepu s pouzdem a pojistným kroužkem

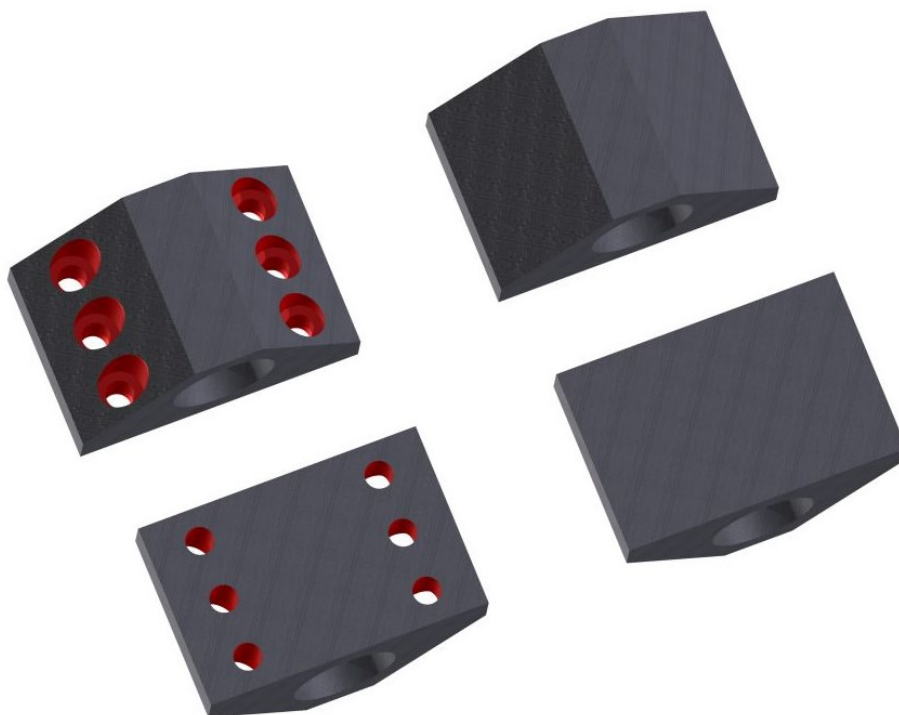


Obrázek 19 - Náhled odebraných dosedacích ploch včetně normalizovaných součástí

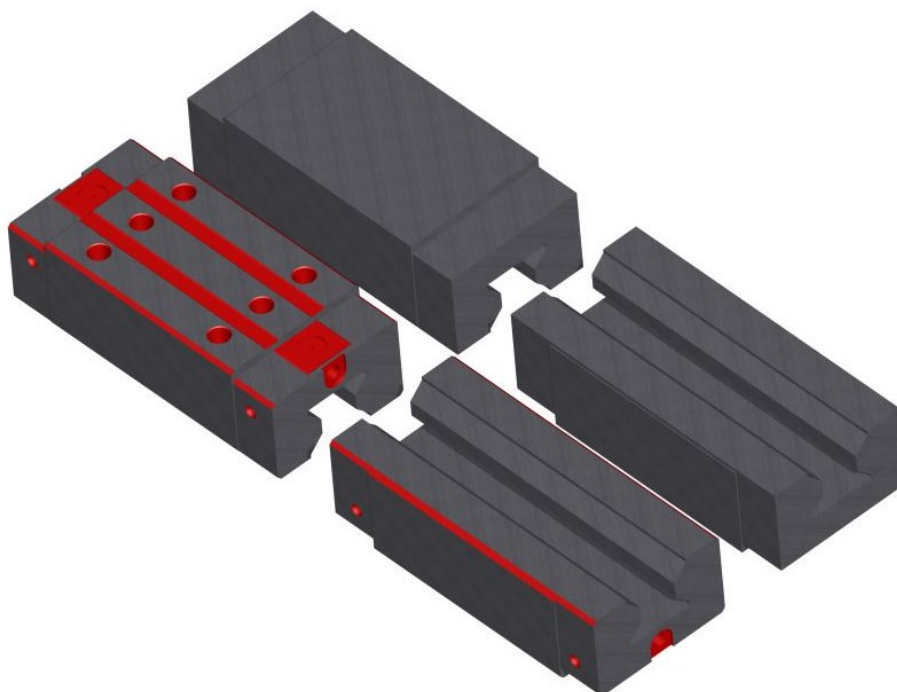
Dále byla pro zkrácení výpočetního času na profilech odstraněna veškerá zaoblení viz *obrázek 20*, otvory, které sloužily pro ukotvení, případně sešroubování jednotlivých části k sobě, případně k základně. Tato zjednodušení jsou zobrazena dále na *obrázku 21*, *obrázku 22* a na *obrázku 23*. V následujících obrázcích budou odstraněné části zvýrazněny červeně.



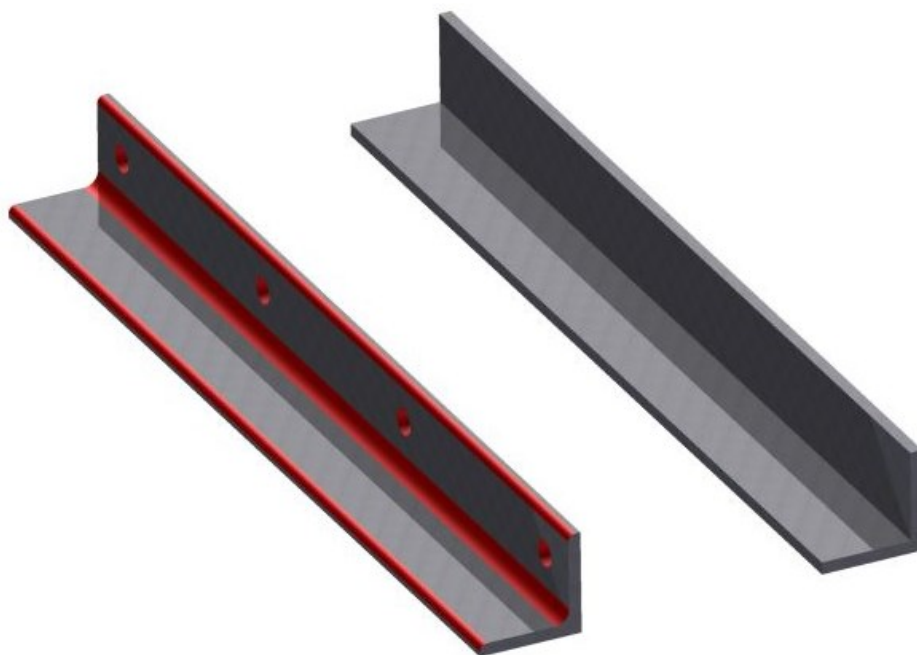
Obrázek 20 - Náhled odstraněných zaoblených hran profilu



Obrázek 21 - Náhled odstranění otvorů posuvného členu



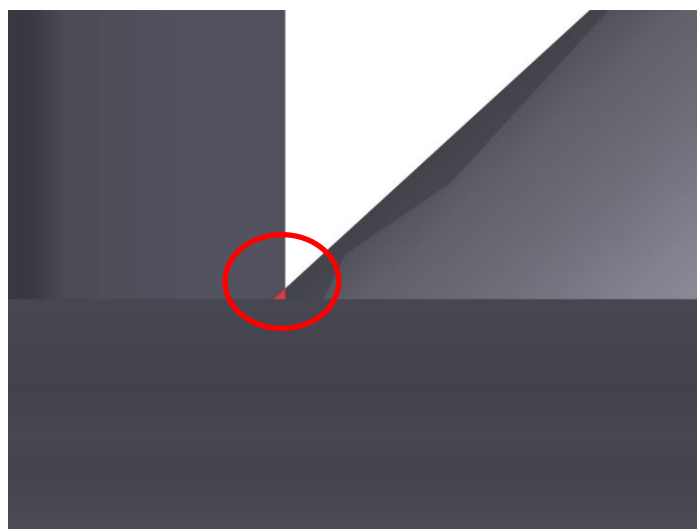
Obrázek 22 – Náhled odstranění hran a otvorů posuvného členu 2



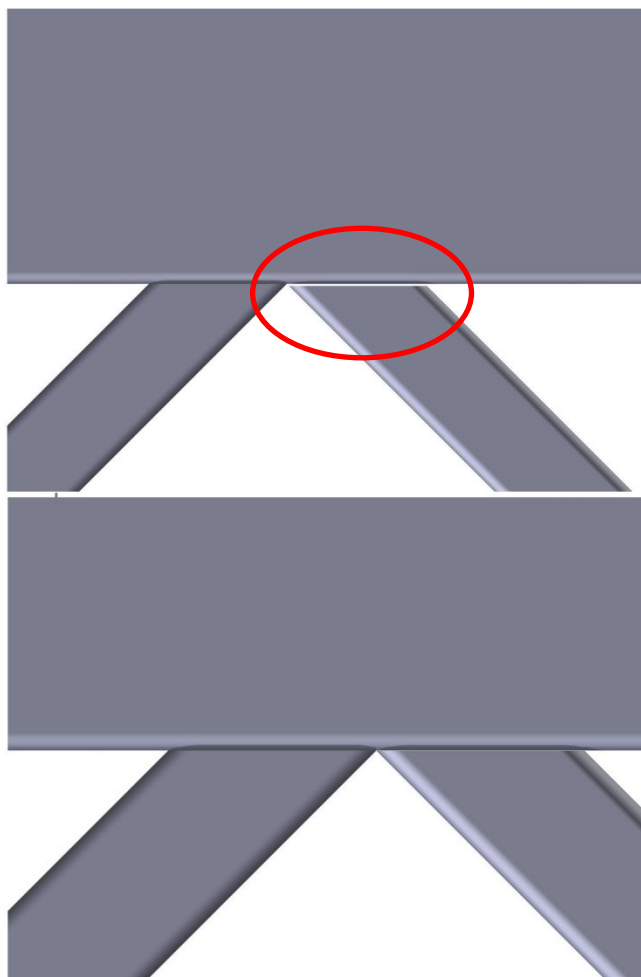
Obrázek 23 – Náhled odstranění hran a otvorů L profilu

Chyby modelu

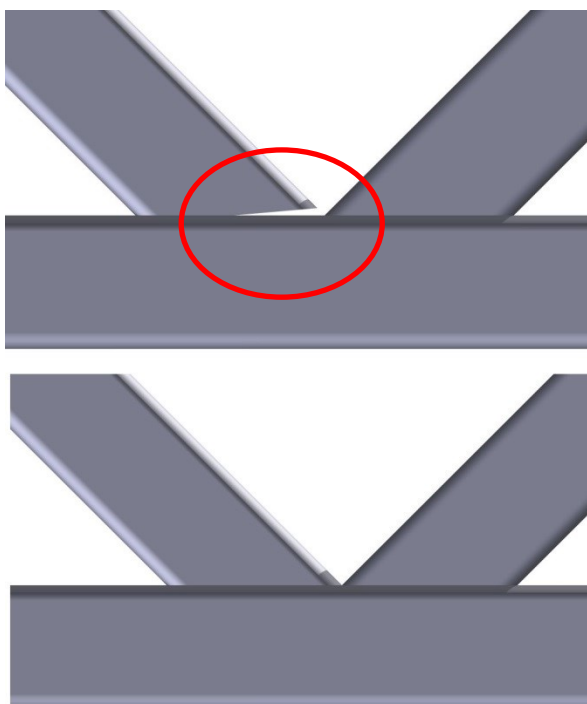
Při práci s modelem bylo zjištěno, že obsahuje určité chyby, které vznikly během modelování, případně během přenosu cad modelu do výpočetního prostředí ANSYS Workbench. Tyto chyby by se projevíly v modální a pevnostní analýze tím, že jednotlivé profily by mezi sebou nebyly svázány. Tyto chyby jsou zobrazeny na *obrázku 25* a na *obrázku 26*. Další chybou je prostupování dvou profilů do sebe – viz *obrázek 24*.



Obrázek 24 – Náhled chyby – prostupování dvou profilů



Obrázek 25 – Náhled chyby před a po opravení – nedoléhání profilu



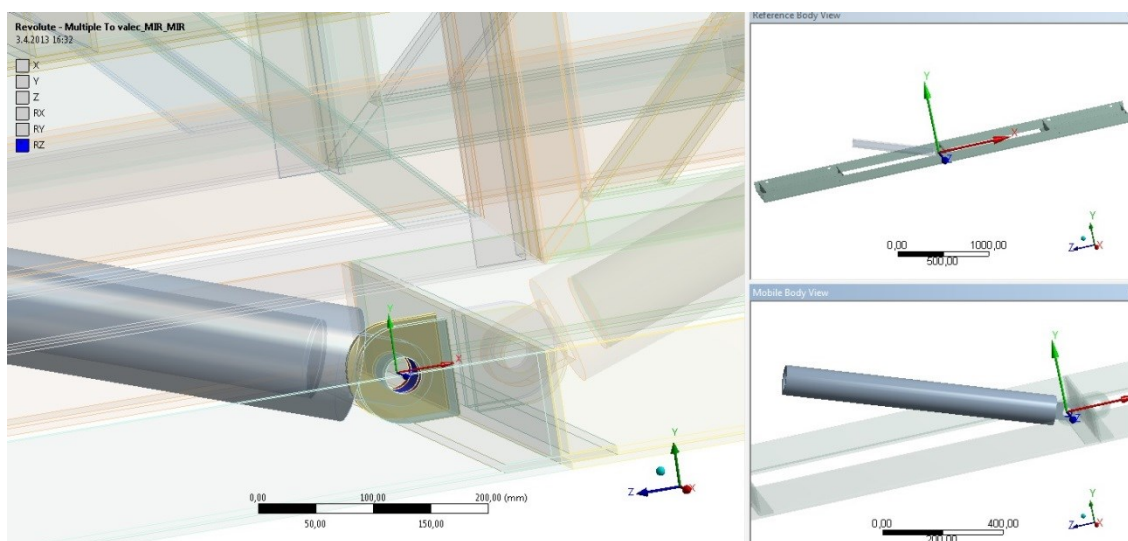
Obrázek 26 - Náhled chyby před a po opravení – seříznutý profil

3) Modální analýza

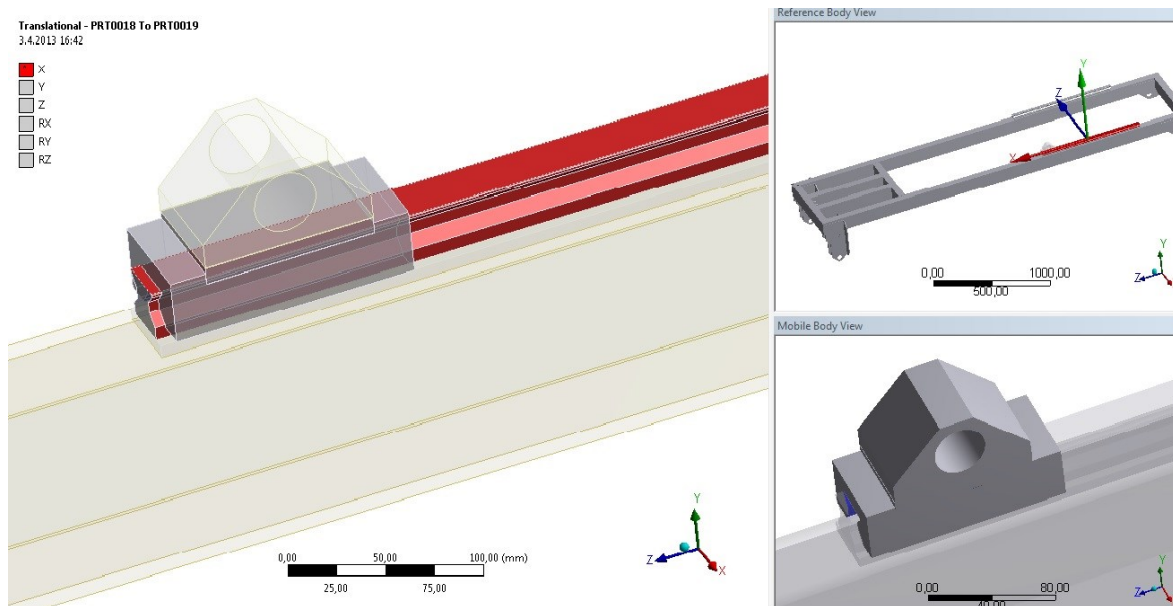
Byla provedena z důvodu kontroly konstrukce, zda jsou jednotlivé profily konstrukce vzájemně svázány, a z důvodu zjištění první nenulové frekvence nutné pro výpočet konstrukčního tlumení, které je nutno zadat do analýzy přechodových dějů. Tato analýza se velice osvědčila, neboť bylo několikrát zjištěno, že profily na sebe nenavazují – viz kapitola chyby modelu. Dalším důvodem modální analýzy byla vizualizace deformačních tvarů a rezonančních frekvencí, které mohou vzniknout, jestliže budou vybudeny. Výsledkem této analýzy je modální model měřeného systému, kdy je dynamické chování popsáno pomocí vlastních tvarů.

3.1) Nastavení vazeb

V místech, kde má být dovozen rotační pohyb je vložena rotační vazba, jde o kloub, který se otáčí okolo osy z. Tato vazba je vložena všude tam, kde je ve skutečnosti čep, který dovoluje výše zmiňovaný rotační pohyb. Příklad této vazby je zobrazen na *obrázku 27*. Další typy vazeb, které byly definovány, jsou vazby posuvné, ty byly aplikovány na posuvné části konstrukce. Pohyb této vazby je definován pro pohyb v ose x. Tato vazba byla definována mezi hydraulickým válcem a pístnicí hydraulického válce, dále mezi střední plošinou a posuvným kamenem. Příklad posuvné vazby je uveden na *obrázku 28*.



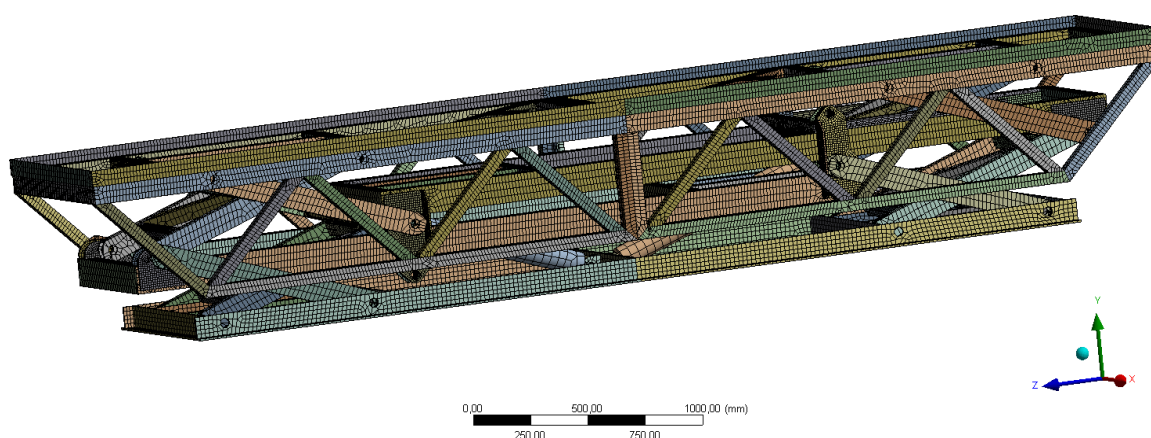
Obrázek 27 - Nastavení rotační vazby mezi základovým rámem a hydraulickým válcem



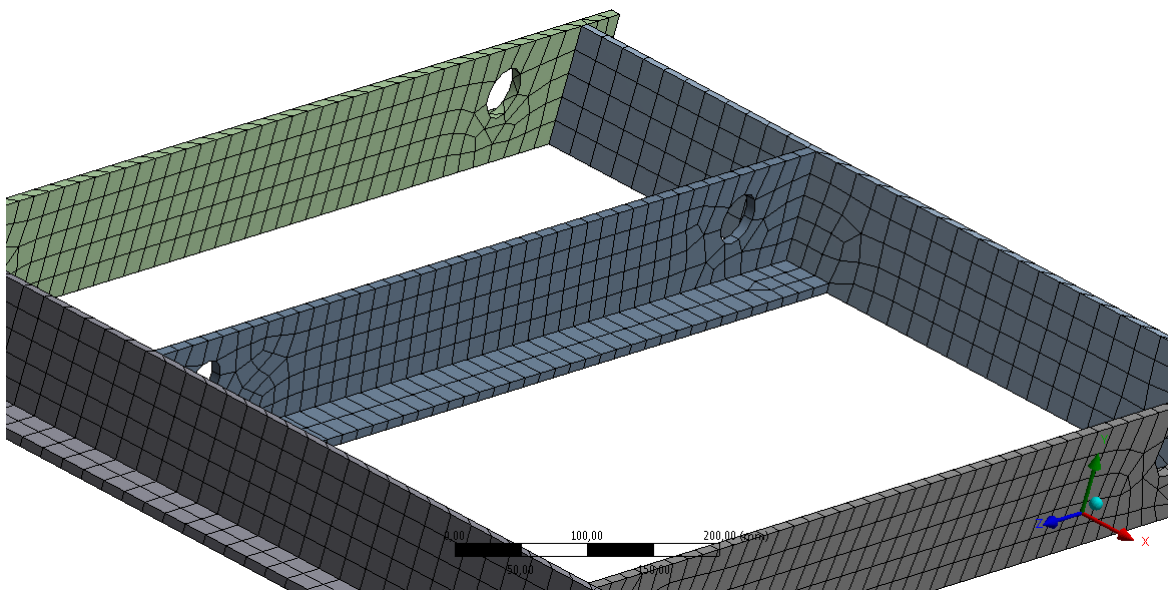
Obrázek 28 - Nastavení posuvné vazby mezi střední plošinou a posuvným kamenem

3.2) Diskretizace modelu

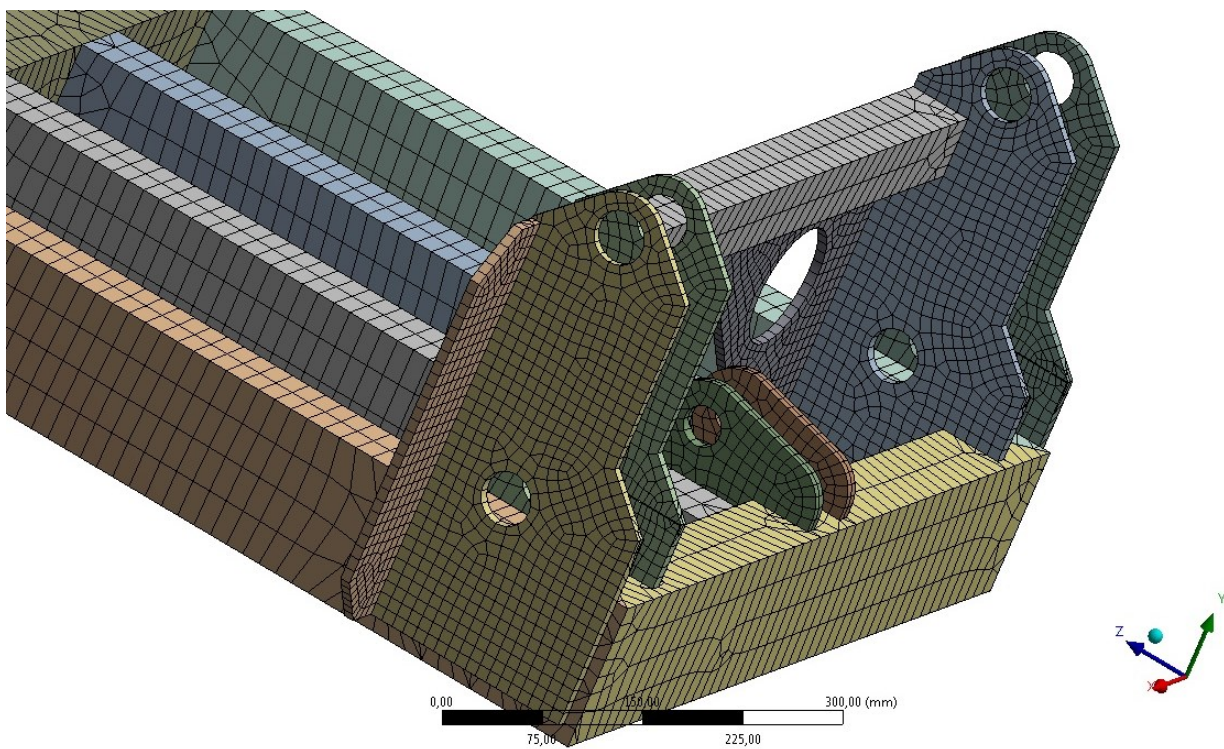
Analýza bude provedena metodou konečných prvků. Tato metoda vyžaduje rozdělení kontinua, tedy jednotlivých částí konstrukce na konečné prvky. Diskretizovaný model má 885122 uzlů a obsahuje 248 954 elementů a je zobrazen na *obrázku 29*. Detaily diskretizovaného modelu jsou zobrazeny na *obrázku 30*, na *obrázku 31* a na *obrázku 32*.



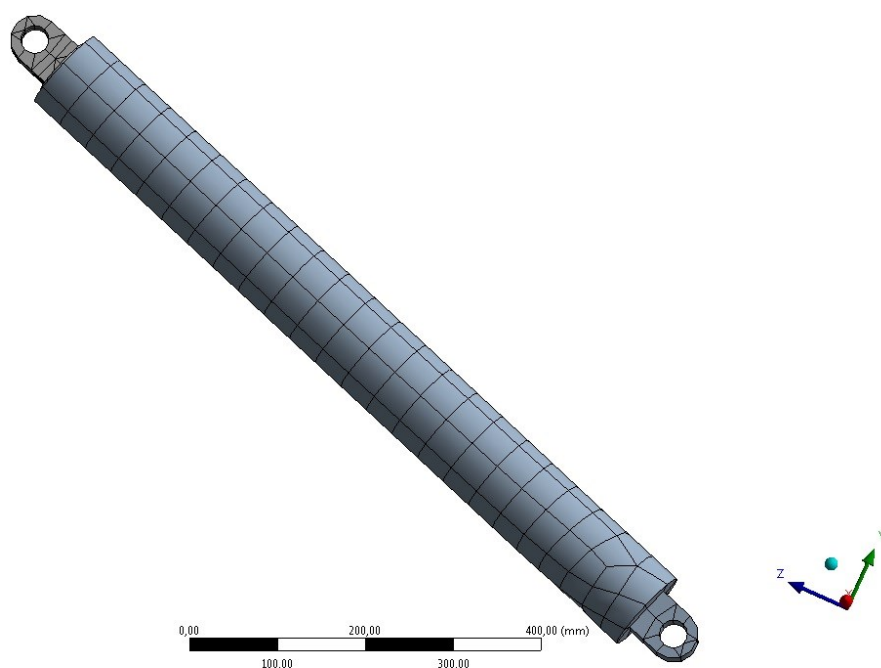
Obrázek 29 - Celkový náhled sítě modelu



Obrázek 30 - Detail sítě základového rámu



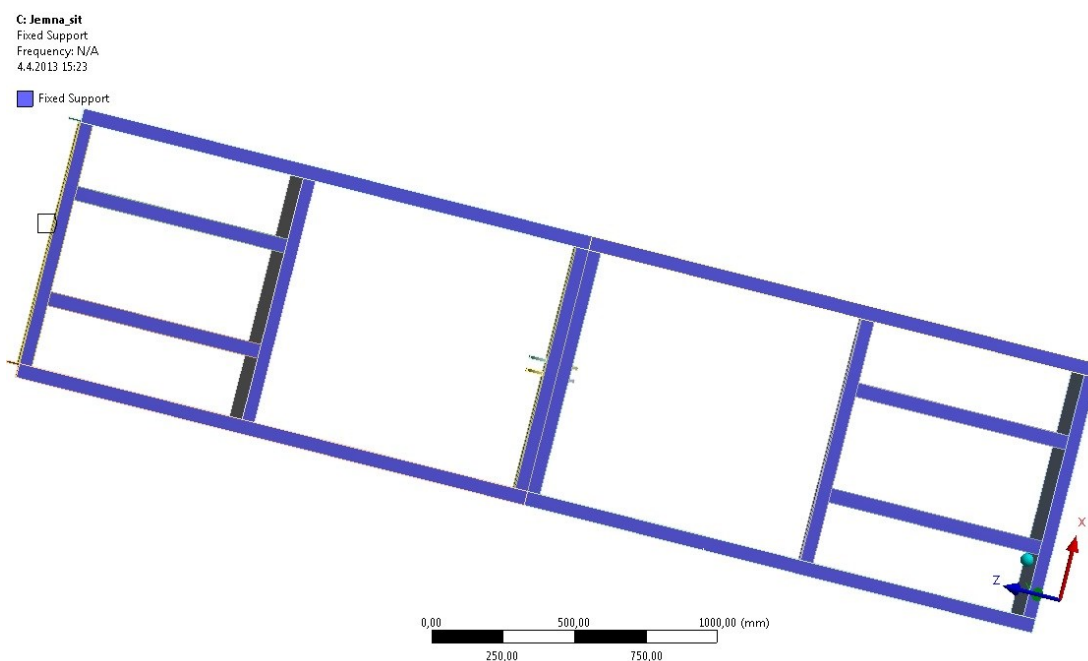
Obrázek 31 - Detail sítě střední plošiny



Obrázek 32 - Detail sítě hydraulického válce

3.3) Okrajové podmínky

Uchycení konstrukce pro modální analýzu je zobrazeno na *obrázku 33*, kdy okrajová podmínka představuje pevné uchycení konstrukce základového rámu k podlaze, ke které je tato plošina přišroubována.



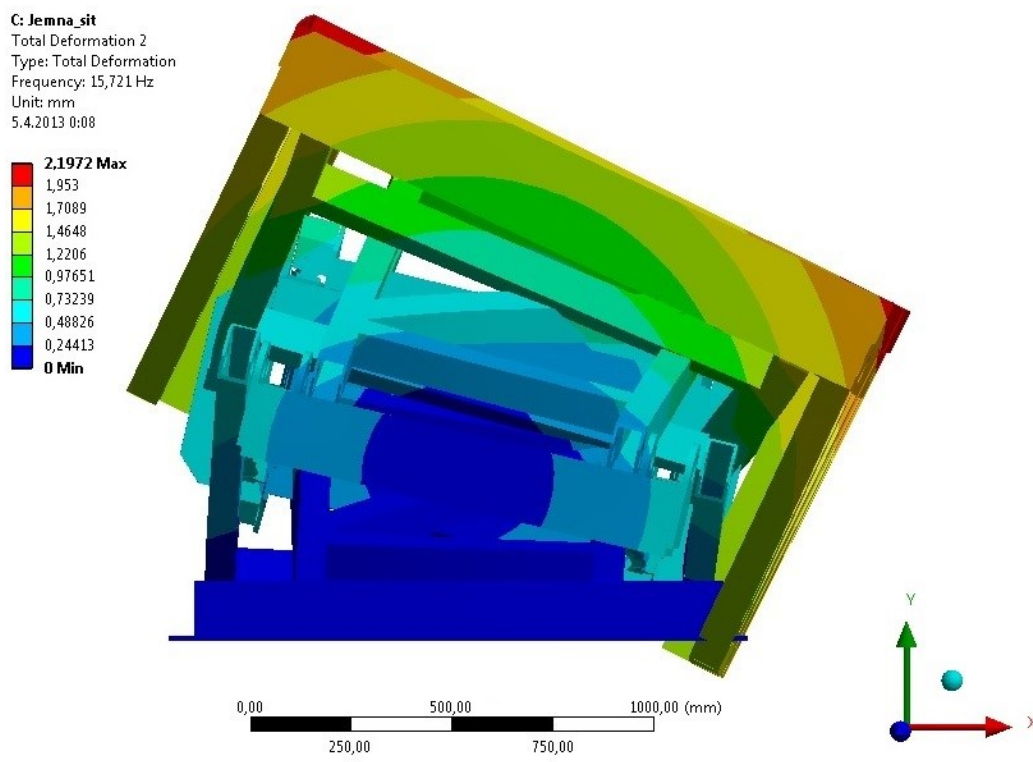
Obrázek 33 - Okrajová podmínka pro modální analýzu

3.4) Výsledky modální analýzy

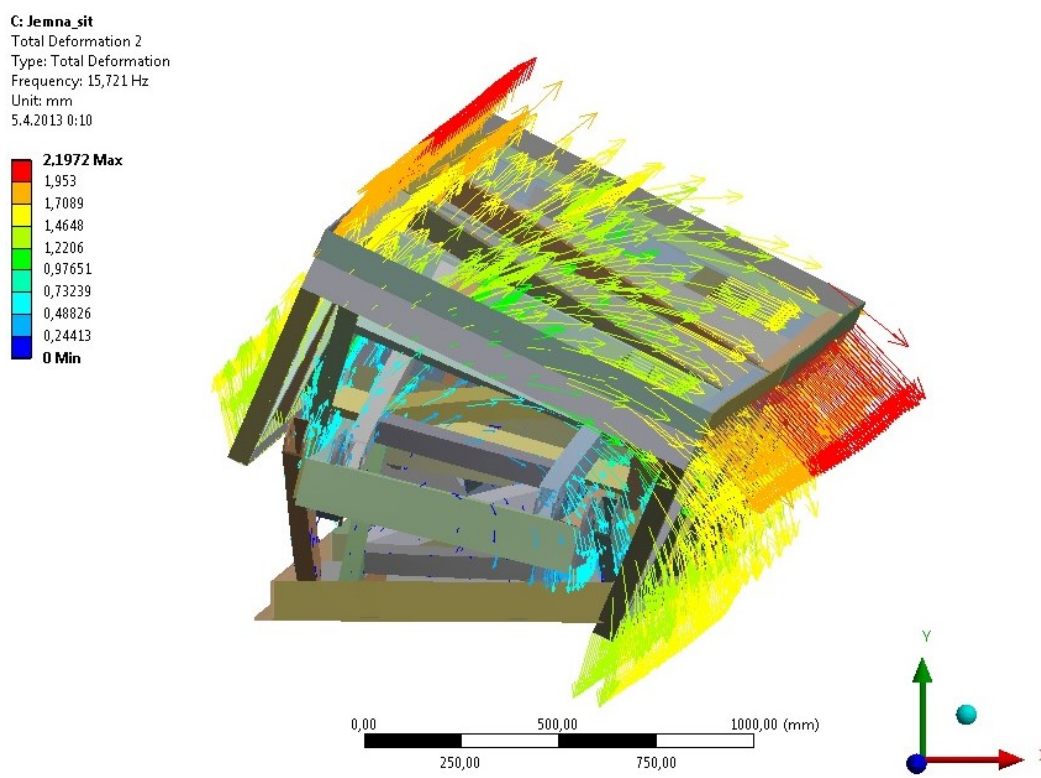
Výsledky modální analýzy jsou pro lepší přehlednost uvedeny v *tabulce 1*, kdy je uvedeno pouze prvních deset vlastních tvarů, následná vizualizace vlastních tvarů bude zobrazena na *obrázku 34 a 35*, na *obrázku 36 a 37* a na *obrázku 38 a 39*.

Tabulka frekvencí			
Číslo tvaru	Jednotka	Hodnota	Označení
1	[Hz]	$1,408 \cdot 10^{-3}$	Svislý pohyb zvedací plošiny
2	[Hz]	15,721	Příčný náklon vrchní plošiny
3	[Hz]	27,413	Příčný náklon vrchní plošiny
4	[Hz]	30,065	Podélný krut vrchní plošiny
5	[Hz]	33,889	Ohyb střední plošiny
6	[Hz]	42,985	Dvojnásobný ohyb střední plošiny
7	[Hz]	48,708	Příčný krut střední plošiny
8	[Hz]	51,744	Ohyb střední plošiny
9	[Hz]	59,158	Ohyb vrchní plošiny proti sobě
10	[Hz]	61,301	Dvojnásobný ohyb vrchní plošiny

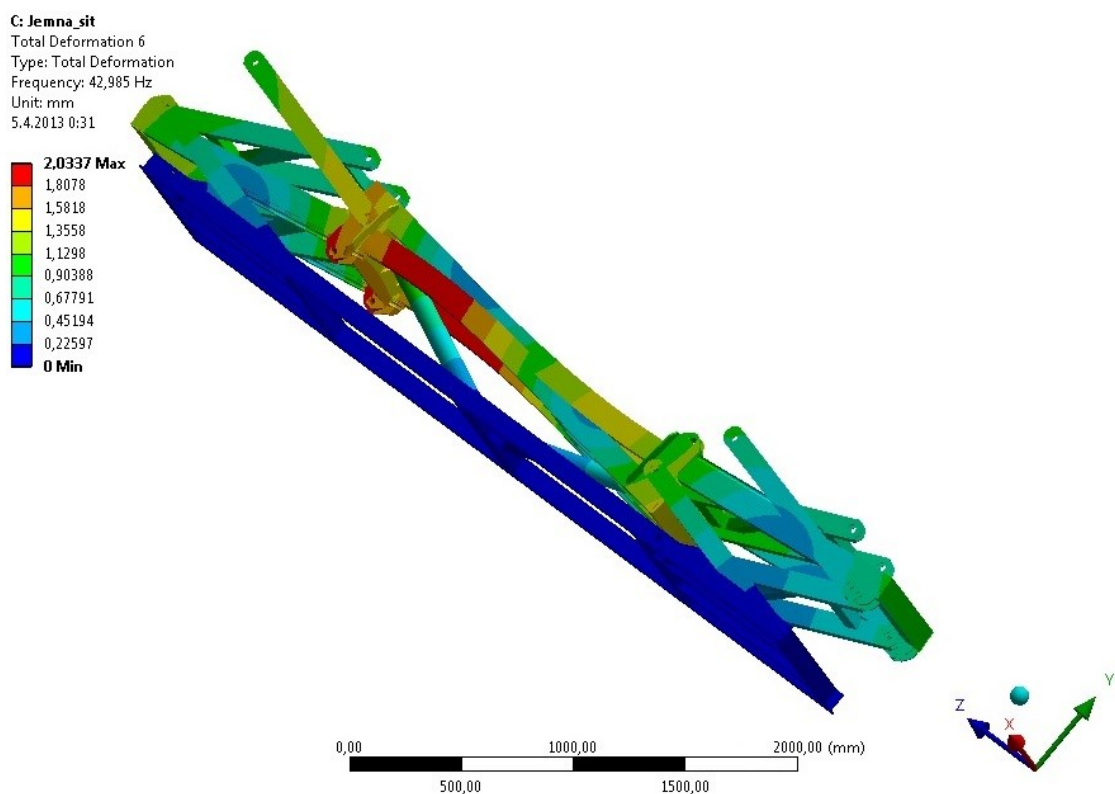
Tabulka 1 - Přehled vlastních tvarů a frekvencí



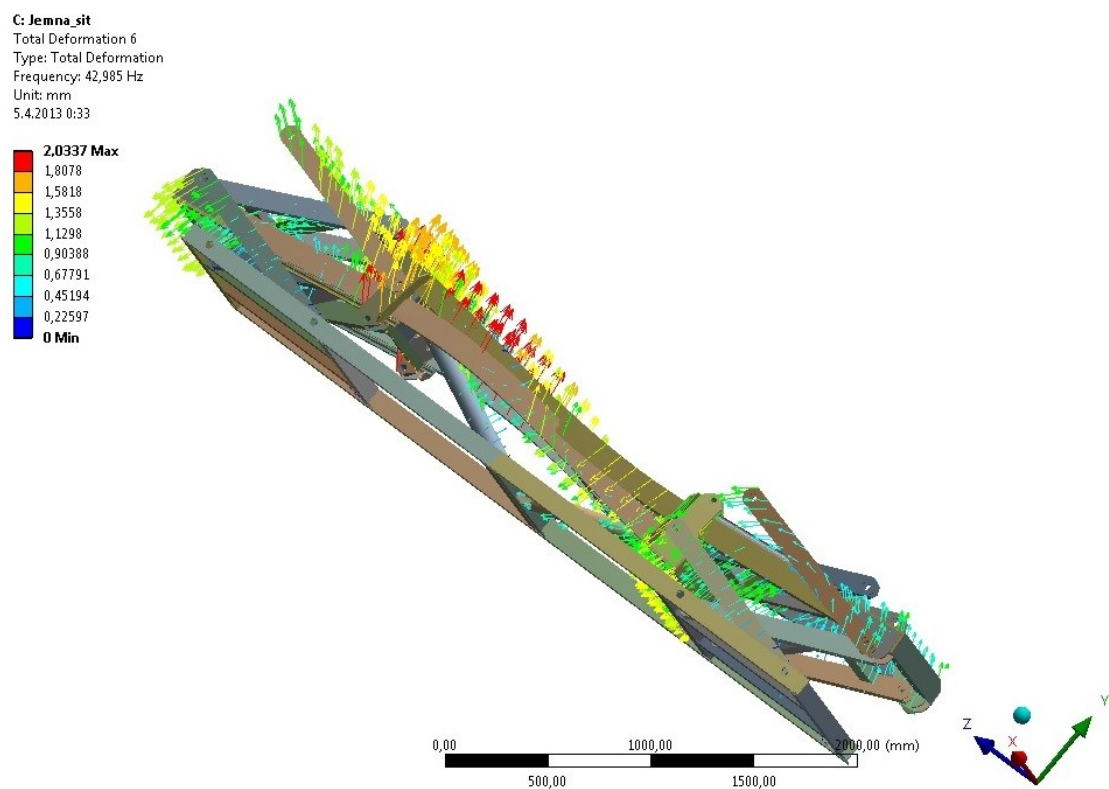
Obrázek 34 - Příklad druhého vlastního tvaru, kdy u vrchní plošiny dochází k náklonu; [Hz]



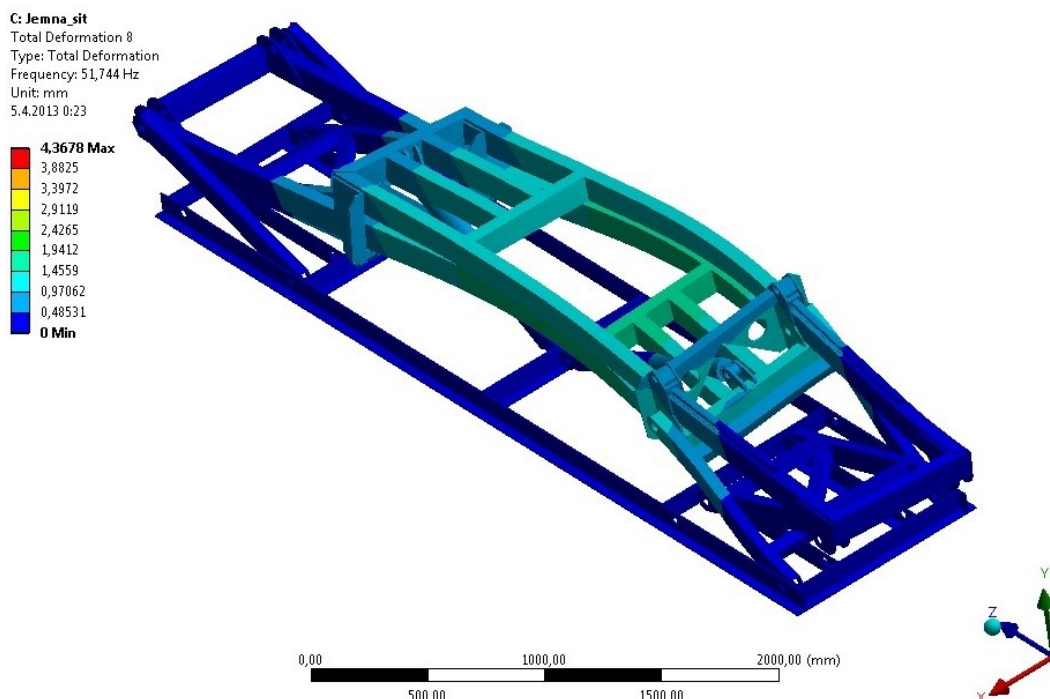
Obrázek 35- Příklad druhého vlastního tvaru, kdy u vrchní plošiny dochází k náklonu, zobrazeno vektorově; [Hz]



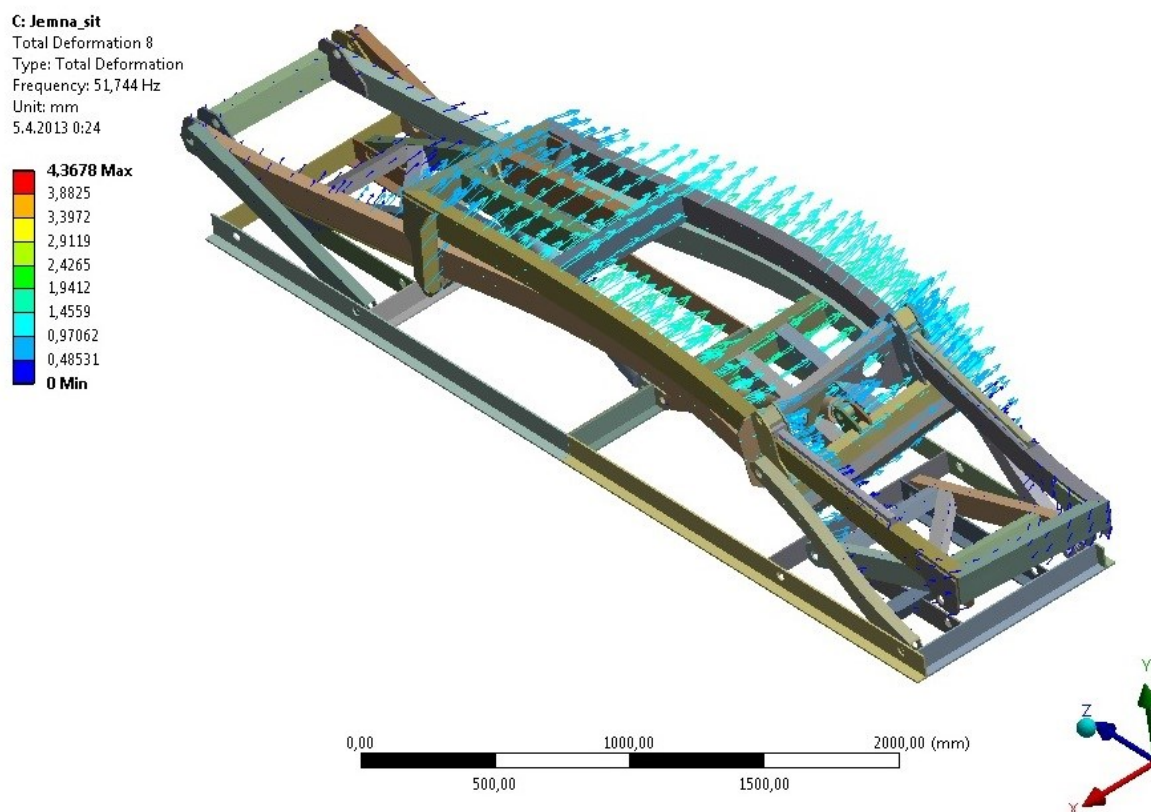
Obrázek 36 – Příklad šestého vlastního tvaru, kdy dochází ke dvojnásobnému ohybu střední plošiny; [Hz]



Obrázek 37 – Příklad šestého vlastního tvaru, kdy dochází ke dvojnásobnému ohybu střední plošiny, zobrazeno vektorově; [Hz]



Obrázek 38 – Příklad osmého vlastního tvaru, kdy u střední plošiny dochází k ohybu; [Hz]



Obrázek 39 – Příklad osmého vlastního tvaru, kdy u střední plošiny dochází k ohybu, zobrazeno vektorově; [Hz]

4) Pevnostní analýza

4.1) Výpočet konstrukčního tlumení

Konstrukční tlumení β vzniká ve spojích mezi jednotlivými prvky konstrukce. Tuto níže vypočtenou hodnotu je nutné zadat do analýzy přechodových dějů.

Poměrný útlum $\xi_k = 0,004 \div 0,008$

Volím střední hodnotu poměrného útlumu $\xi_k = 0,006$.

$$\omega_{kr1} = 2 \cdot \pi \cdot f_1 \quad (4.1 - 1a)$$

kde $f_1 \dots$ první nenulová vlastní frekvence

$$\omega_{kr1} = 2 \cdot \pi \cdot 15,721 \quad (4.1 - 1b)$$

$$\omega_{kr1} = 98,778 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.1 - 1c)$$

$$\beta = \frac{\xi_k}{\omega_{kr1}} \quad (4.1 - 2a)$$

$$\beta = \frac{0,006}{98,778} \quad (4.1 - 2b)$$

$$\beta = 6,074 \cdot 10^{-5} \quad (4.1 - 2c)$$

4.2) Výpočet tuhosti hydraulického systému

Tlak je definován vztahem:

$$p = \frac{F}{S}, \quad (4.2 - 1)$$

kde $F \dots$ zatěžující síla

$S \dots$ průřezová plocha válce.

Dále vlivem zatížení dojde k posunu pístu a ke stlačení hydraulické kapaliny, toto je definováno vztahem:

$$p = K \cdot \frac{\Delta V}{V_0} \quad (4.2 - 2)$$

kde K ... modul objemové stlačitelnosti kapaliny
 ΔV ... změna objemu hydraulické kapaliny stlačením
 V_0 ... původní objem kapaliny.

Stlačený objem je definován vztahem:

$$\Delta V = S \cdot y \quad (4.2 - 3)$$

kde y ... souřadnice určující posunutí pístu.

Postupnými úpravami a dosazováním byl získán vztah:

$$F = K \cdot \frac{S^2}{V_0} \cdot y \quad (4.2 - 4)$$

Zavedení substituce:

$$k_{hyd} = K \cdot \frac{S^2}{V_0} \quad (4.2 - 5)$$

kde k_{hyd} ... hydraulická tuhost

S touto hodnotou hydraulické tuhosti bude dále počítáno, jako kdyby byl sloupec hydraulické kapaliny nahrazen virtuální pružinou o dané tuhosti k_{hyd} .

4.2.1) Samotný výpočet hydraulické tuhosti systému

Modul objemové stlačitelnosti:

$K = 1\,400 \sim 1\,800$ MPa – viz [26]
voleno: $1\,600$ MPa

Průřezová plocha válce:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (4.2 - 6a)$$

kde d ...průměr pístnice, zjištěno z modelu $d = 70 \text{ mm}$

$$S = \frac{\pi \cdot 0,07^2}{4} \quad (4.2 - 6b)$$

$$S = 3,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (4.2 - 6c)$$

Původní objem kapaliny:

$$V_0 = S \cdot L_S \quad (4.2 - 7a)$$

kde L_S ...výška sloupce hydraulické kapaliny, dáno zadavatelem
 $L_S = 10 \text{ mm}$

$$V_0 = 3,85 \cdot 10^{-3} \cdot 0,01 \quad (4.2 - 7b)$$

$$V_0 = 3,85 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \quad (4.2 - 7c)$$

Hydraulická tuhost systému

$$k_{hyd} = K \cdot \frac{S^2}{V_0} \quad (4.2 - 8a)$$

$$k_{hyd} = 1,6 \cdot 10^9 \cdot \frac{(3,85 \cdot 10^{-3})^2}{3,85 \cdot 10^{-5}} \quad (4.2 - 8b)$$

$$k_{hyd} = 616\,000\,000 \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (4.2 - 8c)$$

Pro další výpočet je třeba tuto hydraulickou tuhost zahrnout do výpočtu, to bude provedeno tak, že se pístnice hydraulických válců virtuálně rozdělí na dvě části, kde jedné z těchto rozdělených částí bude změněn Youngův modul pružnosti.

4.3) Výpočet Youngova modulu pružnosti hydroválce

Platí:

$$\sigma = \frac{F}{S} \quad (4.3 - 1)$$

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (4.3 - 2)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (4.3 - 3)$$

kde l_0 ...délka rozdělené části pístnice, libovolně voleno $l_0 = 100 \text{ mm}$

$$F = k_{hyd} \cdot \Delta l \quad (4.3 - 4)$$

Po dosazení rovnice (4.3 – 1) a rovnice (4.3 – 3) do rovnice (4.3 – 2) je získán vztah:

$$\frac{F}{S} = E \cdot \frac{\Delta l}{l_0} \quad (4.3 - 5)$$

Dále do rovnice (4.3 – 5) dosadíme rovnici (4.3 – 4), tím je získán vztah:

$$\frac{k_{hyd} \cdot \Delta l}{S} = E \cdot \frac{\Delta l}{l_0} \quad (4.3 - 6)$$

Po úpravách je získán vztah:

$$E = \frac{k_{hyd} \cdot l_0}{S} \quad (4.3 - 7a)$$

$$E = \frac{6,16 \cdot 10^8 \cdot 0,1}{3,85 \cdot 10^{-3}} \quad (4.3 - 7b)$$

$$E = 1,6 \cdot 10^{10} Pa \quad (4.3 - 7c)$$

Při vypracování bylo čerpáno z [27].

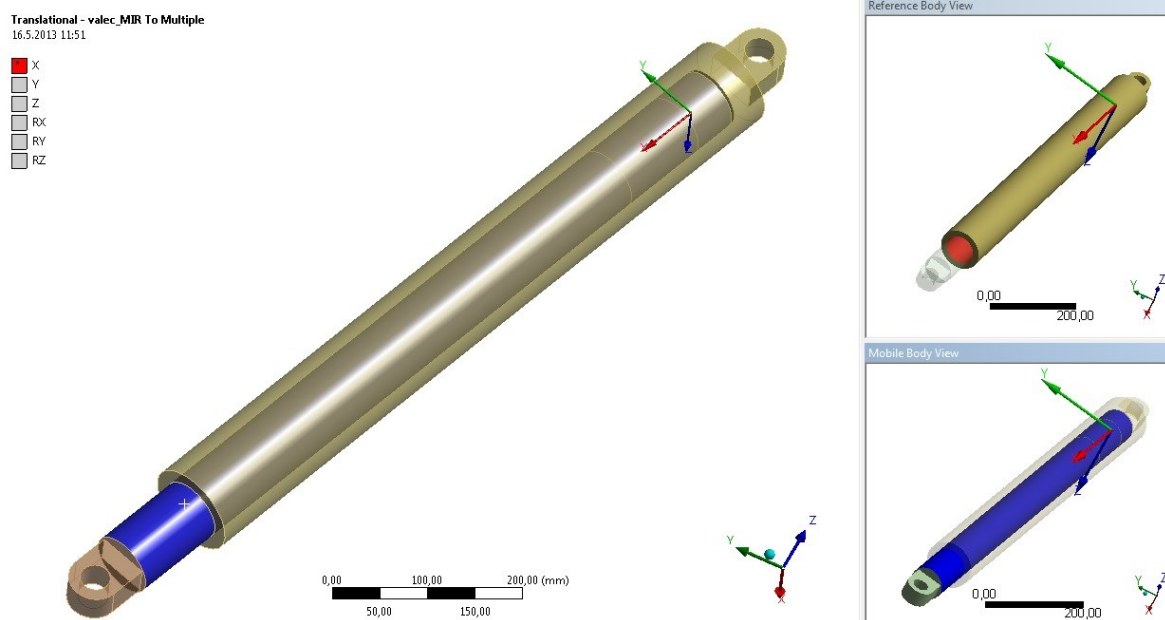
4.4) Nastavení vazeb

4.4.1) Rotační vazby

Rotační vazby jsou nastaveny totožně jako v bodě 3.1) Nastavení vazeb.

4.4.2) Posuvné vazby

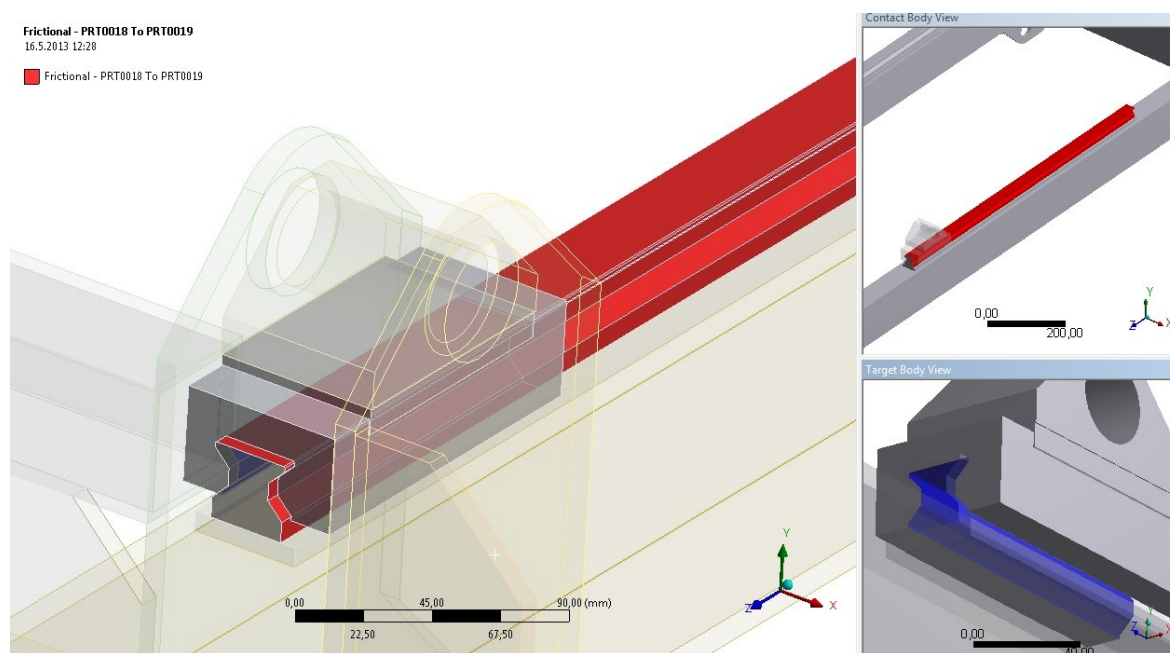
Posuvné vazby byly aplikovány na vnitřní plochu hydraulického válce a na část pístnice hydraulického válce, příklad této vazby je uveden na *obrázku 40*.



Obrázek 40 - Nastavení posuvné vazby mezi hydraulickým válcem a pístnicí

4.4.3) Nastavení kontaktů

Třecí kontakt byl nastaven na část střední plošiny a na posuvný kámen, kdy mezi těmito tělesy byla nastavena vůle 0,3 mm, která simulovala skutečný stav, kdy plošina musí mít určité vůle, aby daný pohyb mohl nastat, to i z důvodu montáže. Nastavení kontaktu je patrné z *obrázku 41*.



Obrázek 41- Nastavení kontaktu mezi střední plošinou a posuvným kamenem

4.5) Okrajové podmínky

Okrajové podmínky jsou totožné jako v bodě 3.3) Okrajové podmínky

4.6) Diskretizace modelu

Diskretizace modelu je totožná jako v bodě 3.2) Diskretizace modelu.

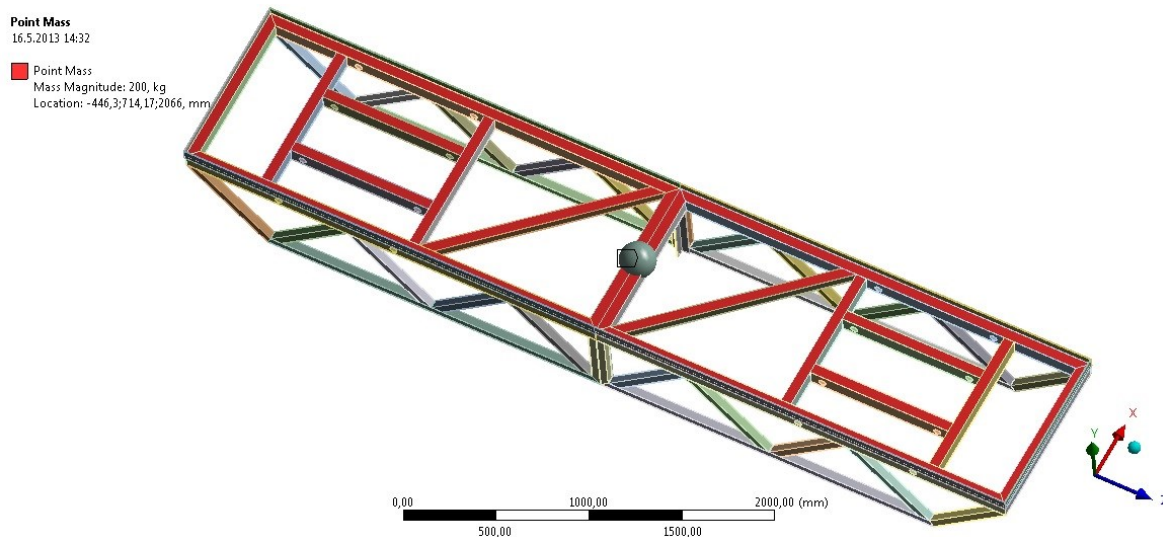
4.7) Nastavení zatížení

Zadavatelem bylo dáno zatížení plošiny a to jak od výdřevy, kdy zátěž činí 200 kg a zatížení břemenem, kdy zátěž činí 1 000 kg. Umístění břemene má být uvažováno jako symetrické, tedy uprostřed plošiny a jako nesymetrické, kdy břemeno má být umístěno mimo příčnou osu symetrie zvedací plošiny.

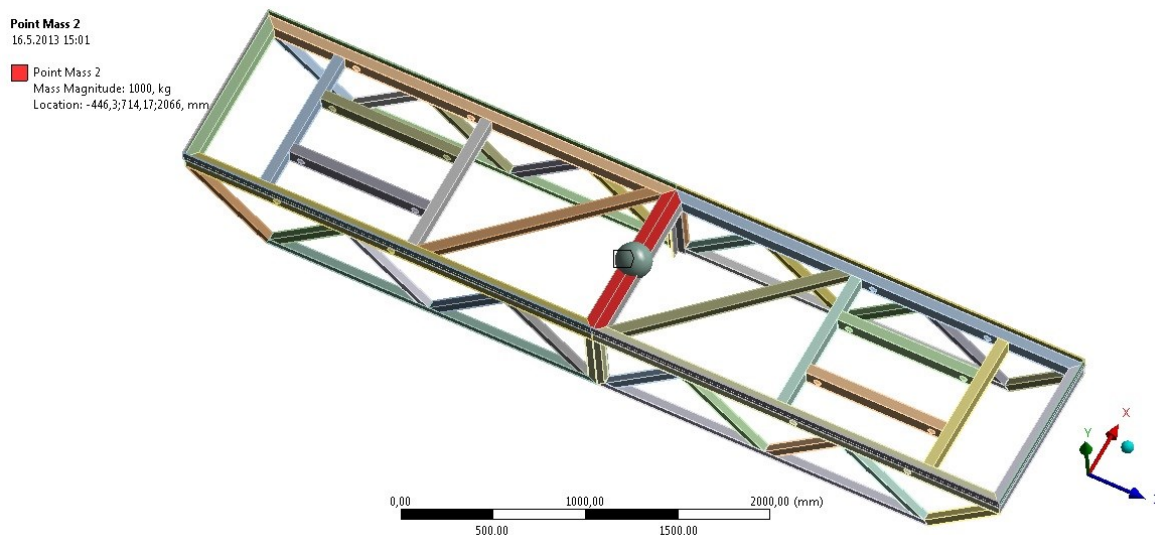
Dané zatížení výdřevou bylo definováno pomocí hmotného bodu, kdy tento hmotný bod byl aplikován na všechny vrchní hrany horní části zvedací plošiny, viz *obrázek 42*.

Zatížení břemenem bylo také definováno hmotným bodem, kdy rozložení hmotnosti na vrchní plošinu je patrné z *obrázku 43* a z *obrázku 44*.

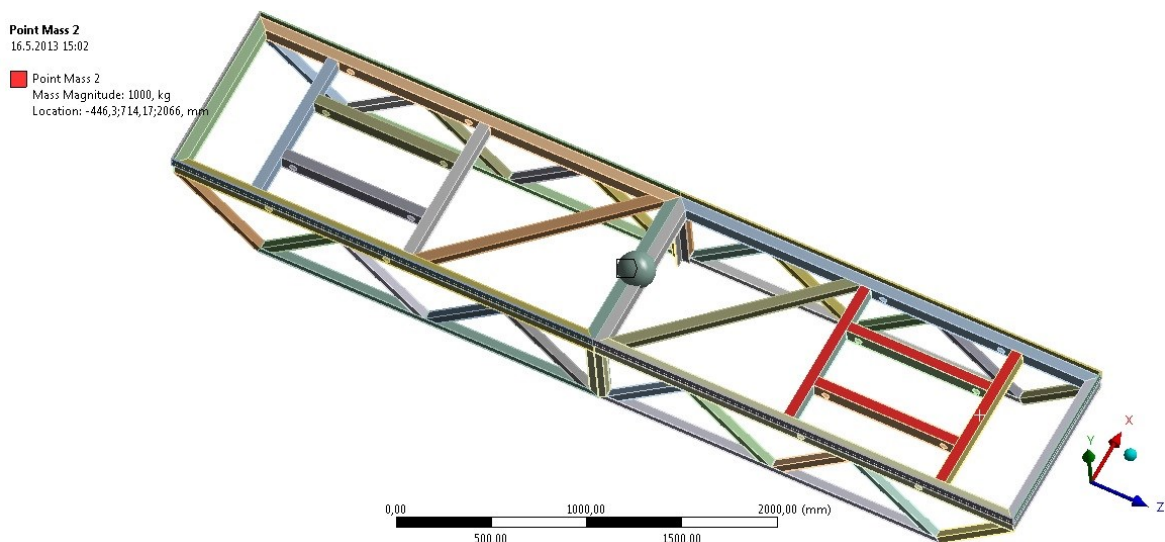
Dále bylo v pevnostní analýze uvažováno s vlastní tíhou zvedací plošiny.



Obrázek 42 - Nastavení zatížení – výdřeva



Obrázek 43 - Nastavení zatížení - symetrická zátěž

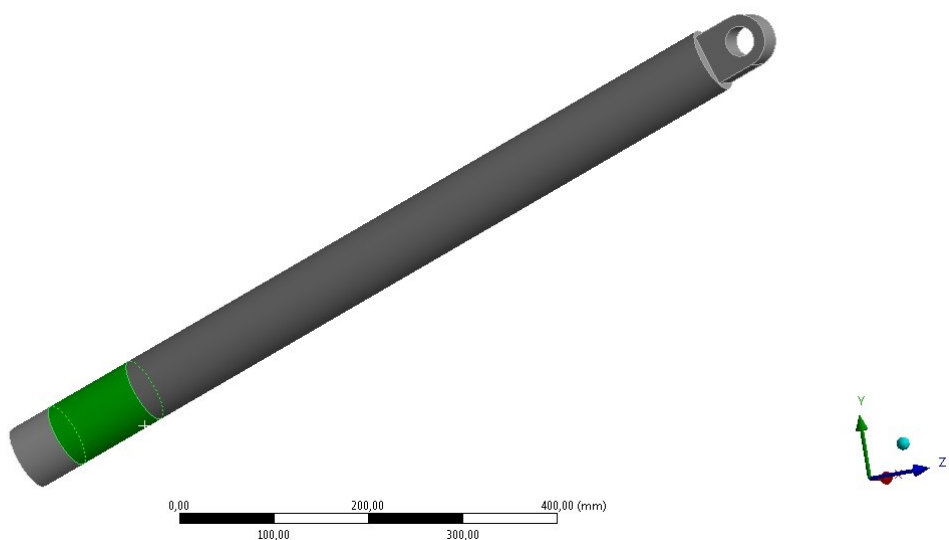


Obrázek 44 - Nastavení zatížení - nesymetrická zátěž

4.8) Aplikace Youngova modulu pružnosti hydroválce

Modul pružnosti hydroválce byl aplikován na část pístnice, která byla rozříznutá na určenou délku, a této rozříznuté části byl změněn modul pružnosti, který byl dopočítán v bodě 4.3). Výpočet Youngova modulu pružnosti hydroválce. Aplikace Youngova modulu pružnosti hydroválce je patrná z obrázku 45.

Geometry
16.5.2013 23:06



Obrázek 45 - Aplikace dopočítaného modulu pružnosti hydroválce

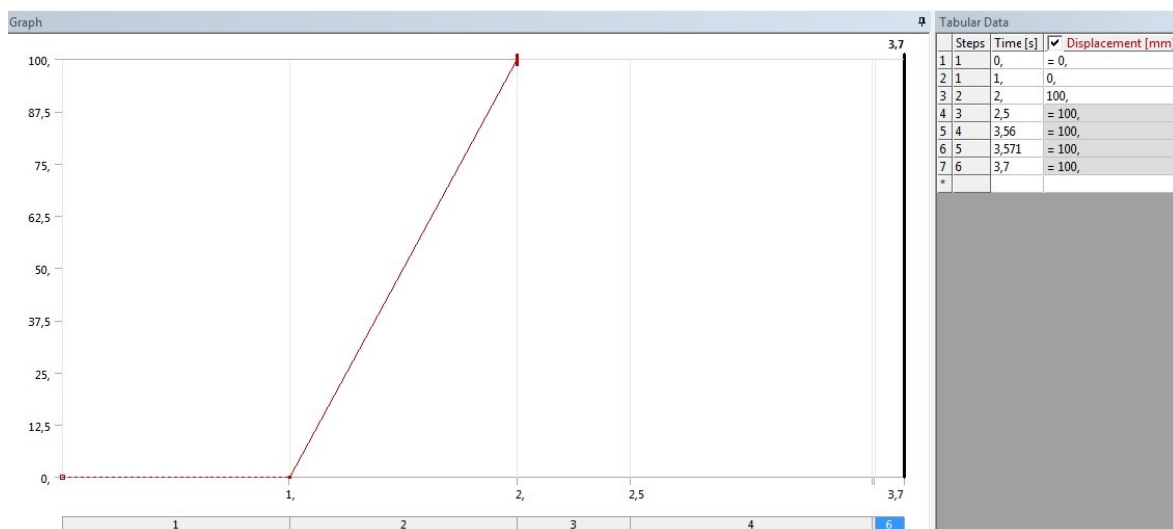
4.9) Nastavení pohybu zvedací plošiny a nastavení řešiče

Pro pevnostní analýzu zvedací plošiny, kdy je třeba analyzovat tzv. TOTAL STOP – stav, kdy je zvedací plošina uvedena okamžitě do klidu, byla zvolena analýza přechodových dějů, kdy je patrné rozložení napětí v každém časovém okamžiku pohybu plošiny.

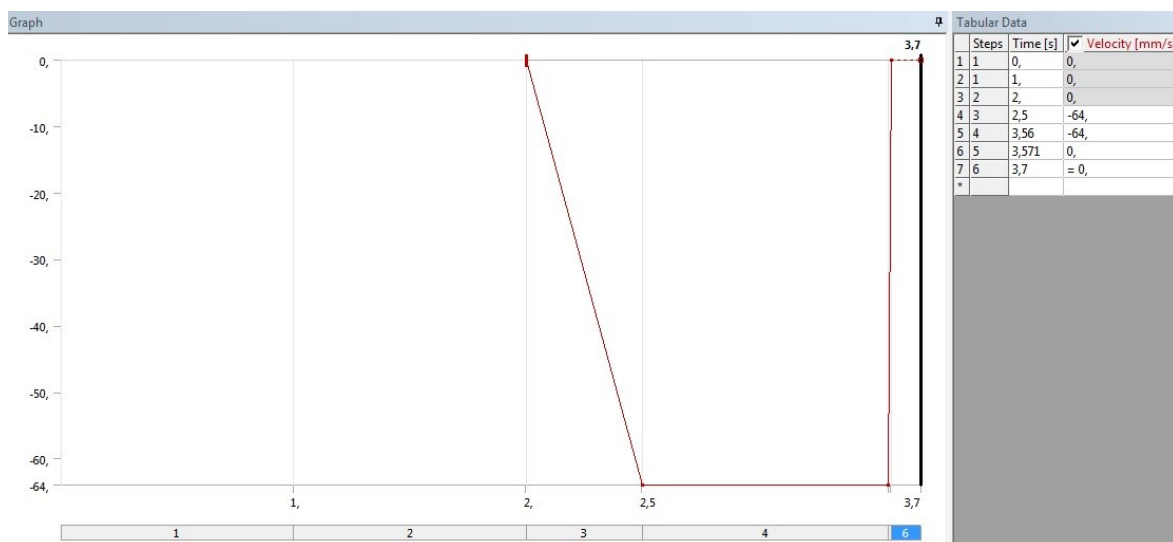
Nastavení pohybu zvedací plošiny bude rozděleno do šesti po sobě jdoucích kroků. Nejprve je zvedací plošina posunuta z nejnižší polohy nahoru a poté je následně spouštěna určitou rychlostí směrem dolů. V dalším kroku následuje rychlé snížení rychlosti až na nulovou hodnotu. Poslední částí výpočtu je výpočet napěťově – deformačního stavu zvedací plošiny při zastavení posuvu pístnic hydraulických válců. Detailní náhled nastavení je patrný z *tabulky 2*, z *obrázku 46* a z *obrázku 47*.

Výpočetní krok	Čas na konci výpočetního kroku [s]	Časová integrace [ano/ne]	Vysunutí hydraulického válce [mm]	Rychlost hydraulického válce [mm/s]	Poznámka
(0)	0	Ne	0	Nedefinováno	0s-1s; počáteční poloha
1	1	Ne	0	Nedefinováno	
2	2	Ne	100	Nedefinováno	1s-2s; Posunutí stolu nahoru
3	2,5	Ne	Nedefinováno	-64	2s-2,5s; Náběh ustálené rychlosti směrem dolů
4	3,56	Ano	Nedefinováno	-64	2,5s-3,56s; Pohyb ustálenou rychlostí směrem dolů
5	3,571	Ano	Nedefinováno	0	3,56s-3,571s Zastavení pohybu hydraulických válců
6	3,7	Ano	Nedefinováno	0	3,571s-3,7s; Kmitání zvedací plošiny

Tabulka 2 - Nastavení jednotlivých výpočetních kroků



Obrázek 46 - Nastavení posuvu zvedací plošiny směrem nahoru; [mm]



Obrázek 47 - Nastavení rychlosti posunu zvedací plošiny směrem dolů; [mm/s]

4.10) Materiálové vlastnosti

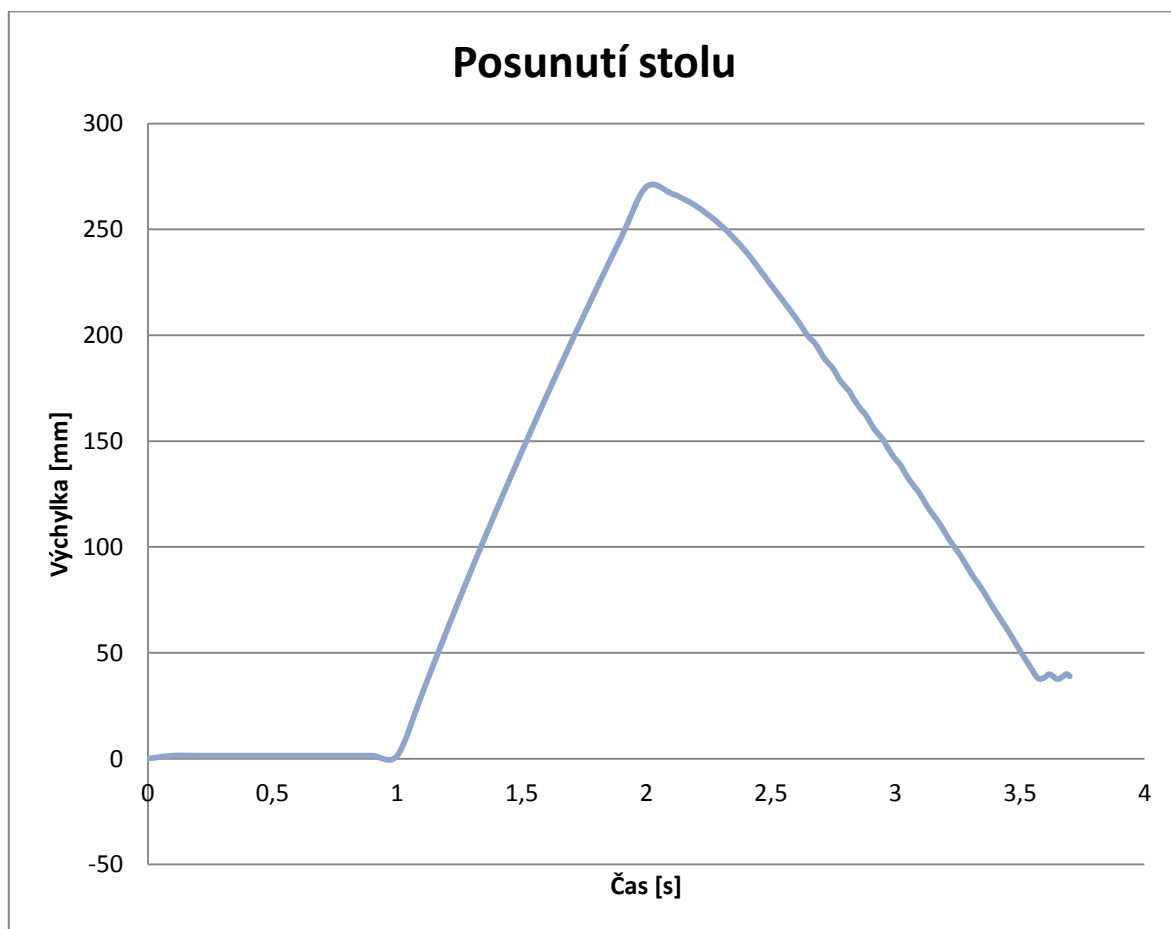
Všechny součásti konstrukce zvedací plošiny jsou uvažovány jako ocelové a jsou zhotoveny z materiálu S235JR.

Název	Jednotka	Označení	Hodnota
Modul pružnosti v tahu	[MPa]	E	$2,1 \cdot 10^5$
Poissonova konstanta	[-]	μ	0,3
Mez kluzu	[MPa]	Re	235

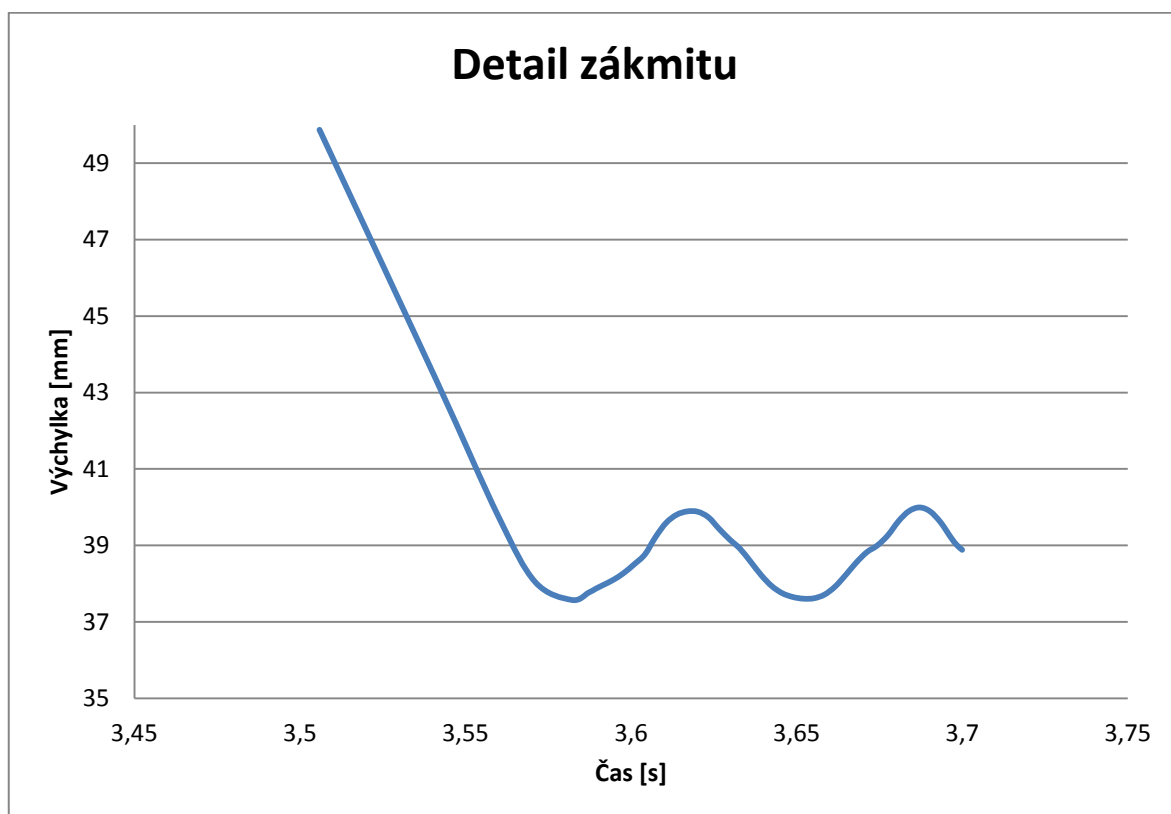
Tabulka 3 - Materiálové vlastnosti materiálu S235JR

4.11) Výsledky – symetrická zátěž

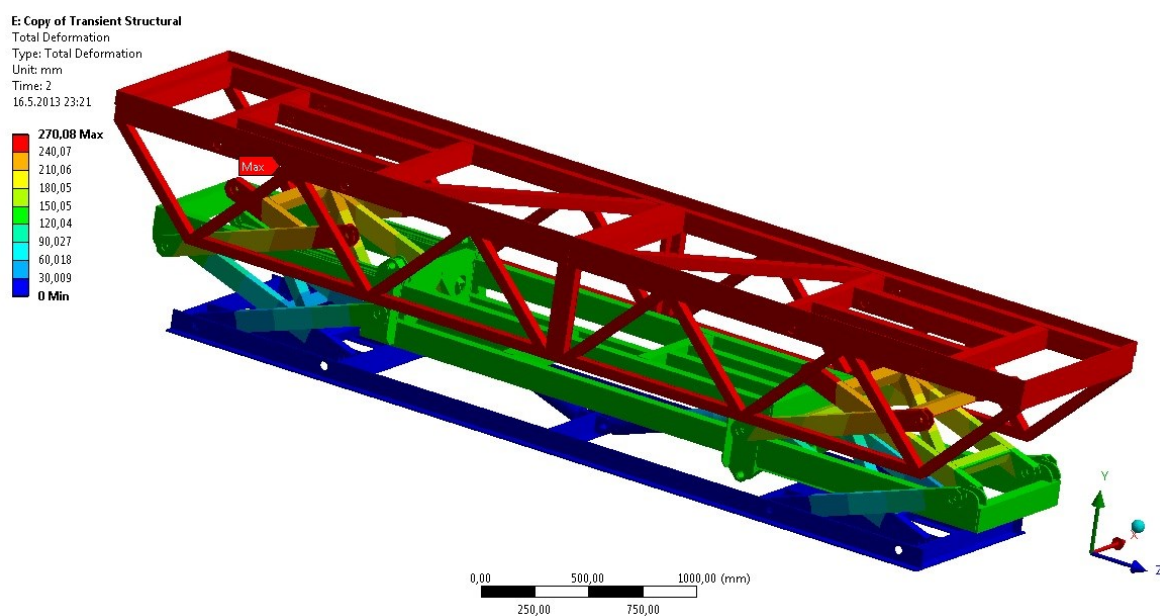
Níže uvedené výsledky deformace lze chápat jako pohyb zvedací plošiny, kdy v čase 3,571s dojde k zastavení pohybu hydraulických válců a plošina vlivem stlačení hydraulické kapaliny kmitá. Průběh pohybu zvedací plošiny je patrný z *grafu 1*. Detailní náhled kmitání plošiny je zobrazen v *grafu 2*. Maximální výchylka zvedací plošiny během výpočtu je zobrazena na *obrázku 48*.



Graf 1 – Časový průběh posunutí stolu; [mm]

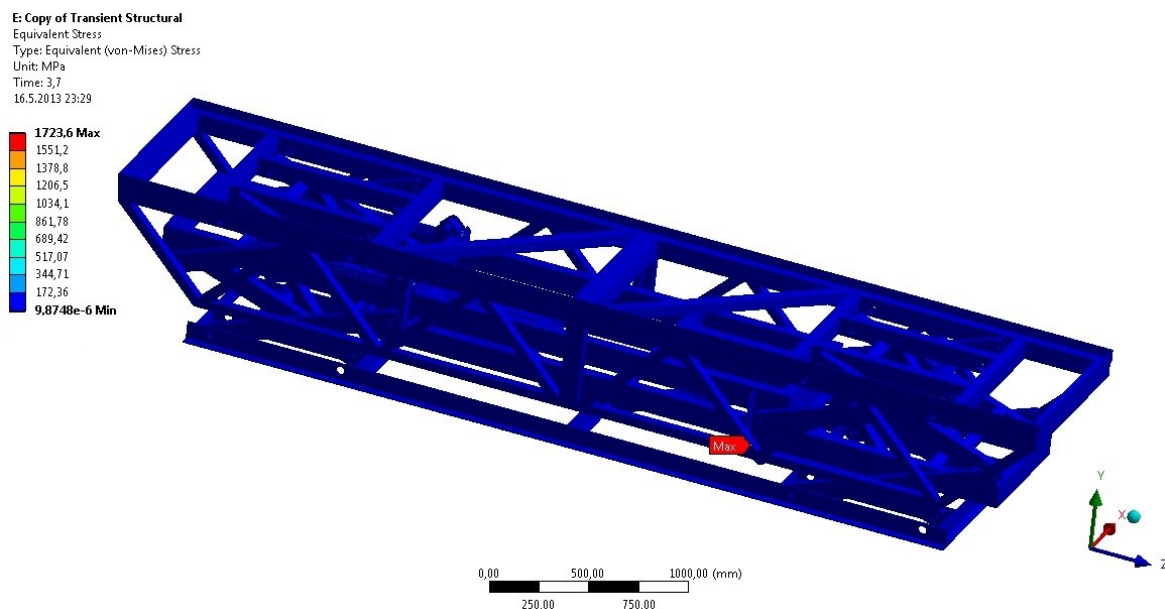


Graf 2 - Detail zákmitu plošiny po rychlém zastavení pohybu plošiny; [mm]

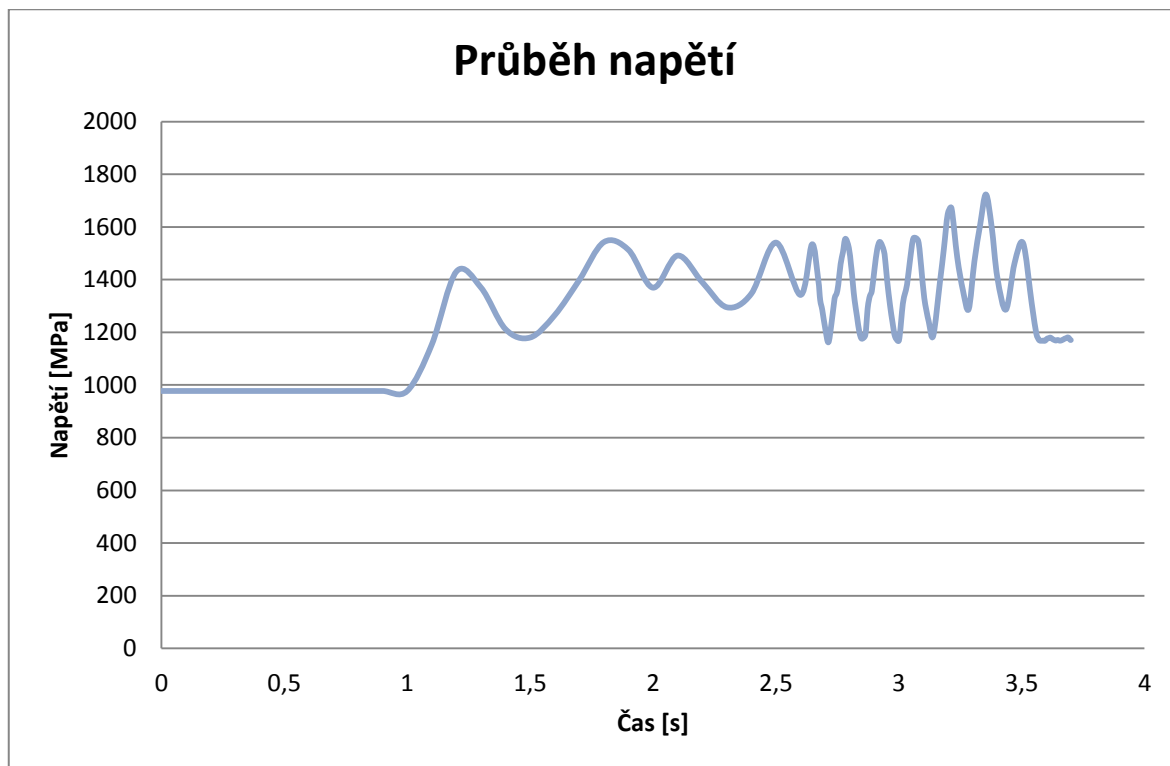


Obrázek 48 - Maximální výchylka zvedací plošiny; [mm]

Celkový náhled průběhu napětí v konstrukci zvedací plošiny je patrný z *obrázku 49* a tyto výsledky jsou doplněny *grafem 3*, na kterém je zobrazen časový průběh této veličiny. Maximální napětí v konstrukci činí 1 723,6 MPa. Bližší popsání těchto hodnot bude provedeno jednotlivě pro každou součást.



Obrázek 49 - Celkový náhled napětí v konstrukci zvedací plošiny; [MPa]

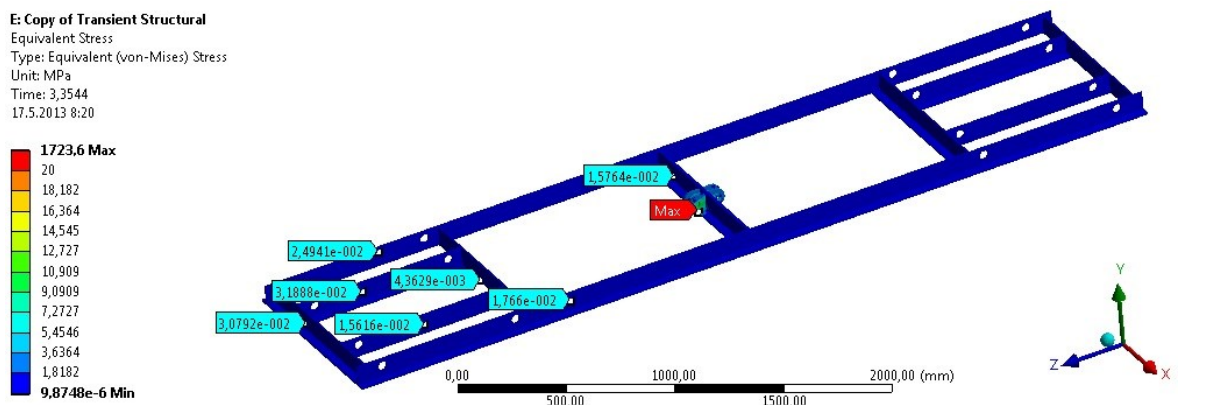


Graf 3 - Časový průběh rozložení napětí v konstrukci zvedací plošiny; [MPa]

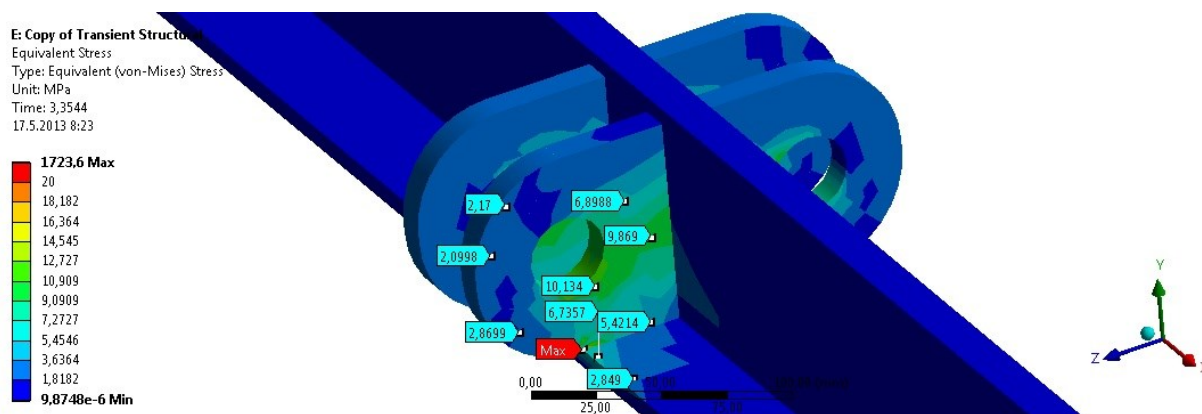
Z výše uvedeného *grafu 3* - Časový průběh rozložení napětí v konstrukci zvedací plošiny je patrné, že největší napětí v celé konstrukci je v čase 3,3544s. Proto bude napětí jednotlivých částí zobrazeno a hodnoceno právě v tomto čase, protože je to pro konstrukci nejméně příznivý stav.

4.11.1) Základový rám

Na *obrázku 50* je patrný průběh napětí v základovém rámu. Základový rám je svařenec z tyčí průřezu nerovnoramenného L 100x50x8 z materiálu S235JR dle EN 10025-2. Z *obrázku 50* je patrné, že napětí v základovém rámu má hodnotu blízkou nule. Průběh napětí uchycení hydraulických válců, které je tvořeno pomocí ploché ocelové tyče PLO 100x12 z materiálu S235JR dle EN 10025-2, je zobrazeno na *obrázku 51*. Jak je patrné, tak napětí tohoto uchycení nepřesahuje hodnotu 13,2 MPa, což je na obrázku vyznačeno nápisem max.



Obrázek 50 - Průběh napětí v základovém rámu; [MPa]



Obrázek 51 - Detailní průběh napětí uchycení hydraulických válců; [MPa]

Výpočet koeficientu bezpečnosti:

$$k_{ZR} = \frac{R_e}{\sigma_n} \quad (4.11.1 - 1a)$$

$$k_{ZR} = \frac{235}{13,2} \quad (4.11.1 - 1b)$$

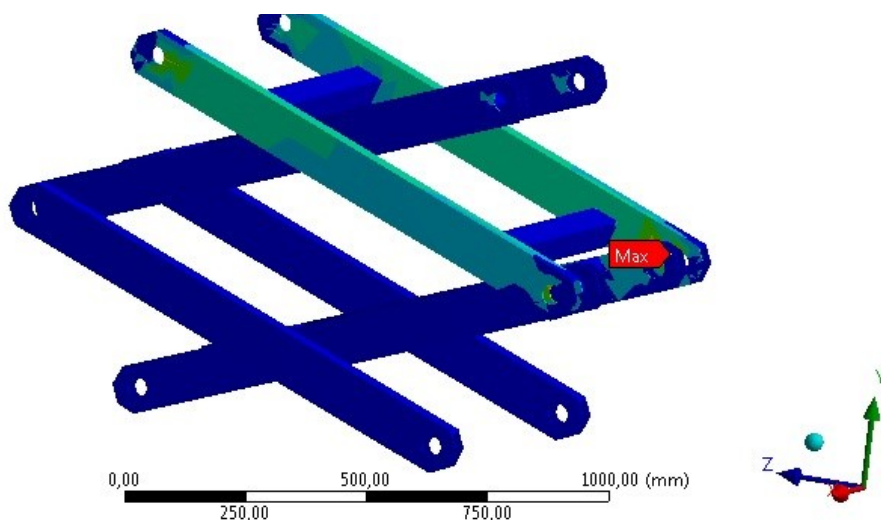
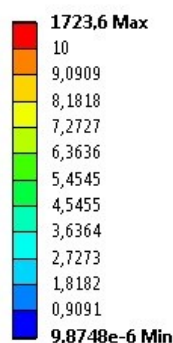
$$k_{ZR} = 17,8 \quad (4.11.1 - 1c)$$

Výše uvedený koeficient bezpečnosti udává, že nemůže nastat porušení soudružnosti.

4.11.2) Ramena nůžkového mechanismu

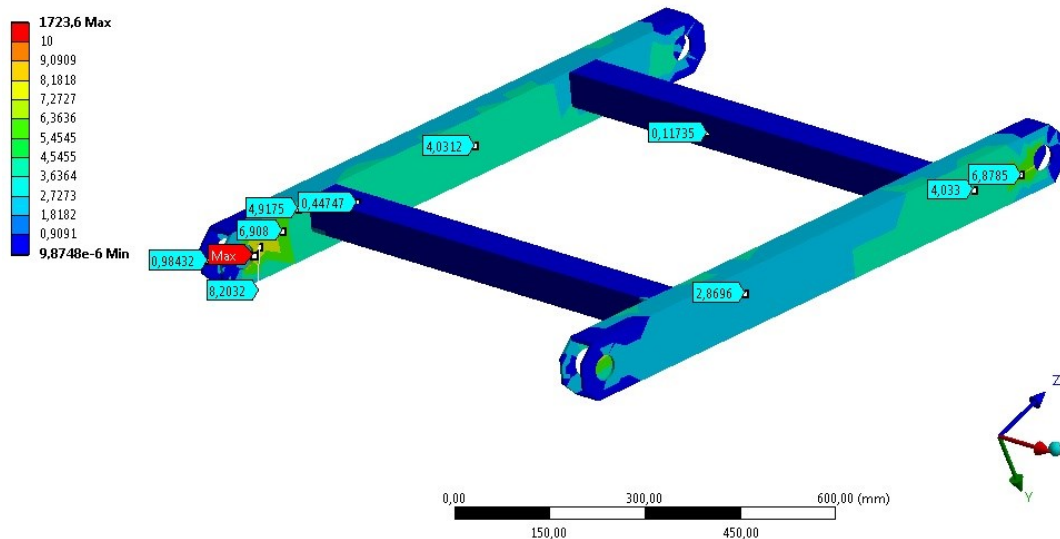
Ramena nůžkového mechanismu jsou tvořena jako svařence profily TR OBD 100x50x5 a profily, které slouží jako výplet, jsou TR 4HR 60x3 všechny části jsou z materiálu S235JR dle EN 10025-2. Napětí v ramenech nůžkového mechanismu nepřesahuje 10 MPa, což je patrné z *obrázku 52*. Na *obrázku 53* je zobrazena nejvíce zatížená část ramen nůžkového mechanismu, kde se napětí pohybuje v rozmezí hodnot 4 – 9,1 MPa v blízkém okolí otvoru, což nám potvrzuje *obrázek 54*, kde je vidět místo s maximálním napětím označeným nápisem max přímo v hraně otvoru. Ve skutečnosti v tomto místě nebude kumulace napětí, neboť v praxi se otvoru sráží hrana.

E: Copy of Transient Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 3,3544
17.5.2013 10:16



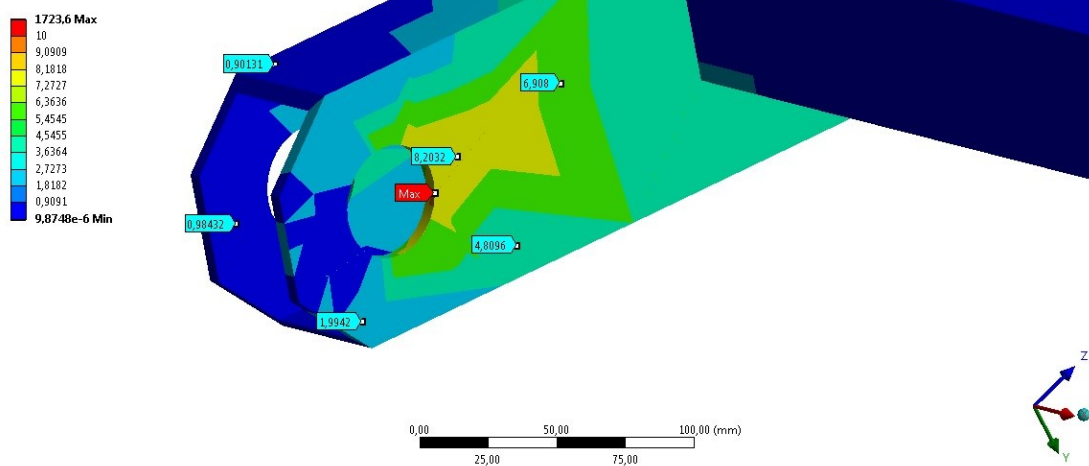
Obrázek 52 - Průběh napětí v ramenech nůžkového mechanismu; [MPa]

E: Copy of Transient Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 3,3544
17.5.2013 10:21



Obrázek 53 – Průběh napětí v nejvíce namáhané části ramen nůžkového mechanismu; [MPa]

E: Copy of Transient Structural
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress
Unit: MPa
Time: 3,3544
17.5.2013 10:21



Obrázek 54 - Detail průběhu napětí části ramen nůžkového mechanismu; [MPa]

$$k_{RNM} = \frac{R_e}{\sigma_n} \quad (4.11.2 - 1a)$$

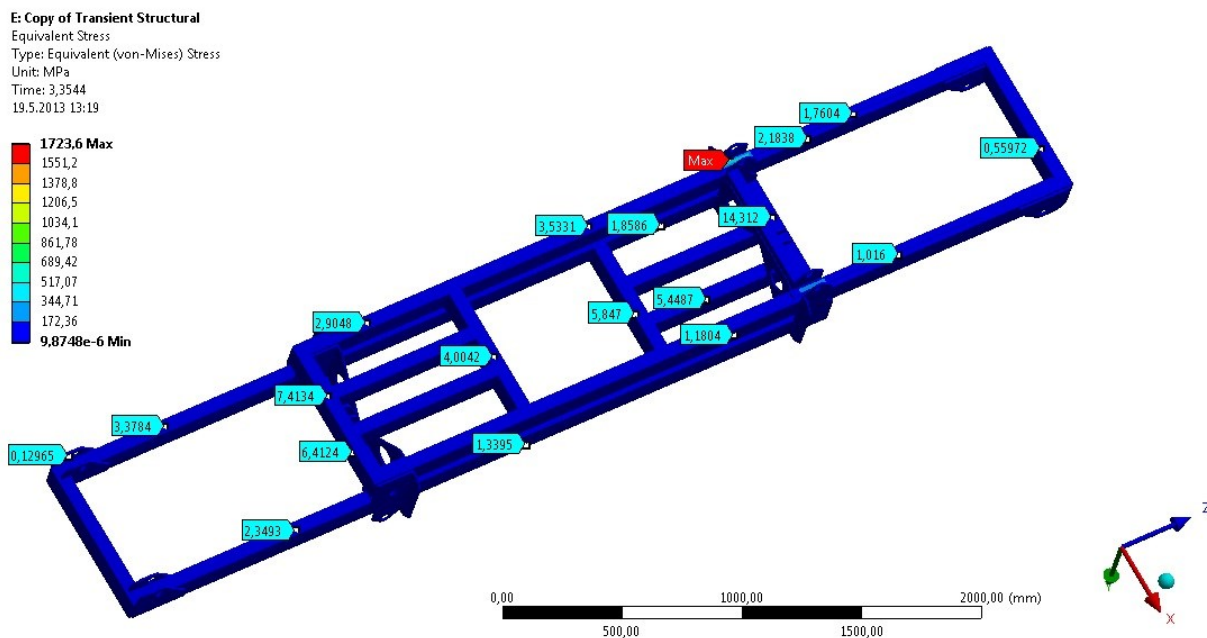
$$k_{RNM} = \frac{235}{9.1} \quad (4.11.2 - 1b)$$

$$k_{RNM} = 25,8 \quad (4.11.2 - 1c)$$

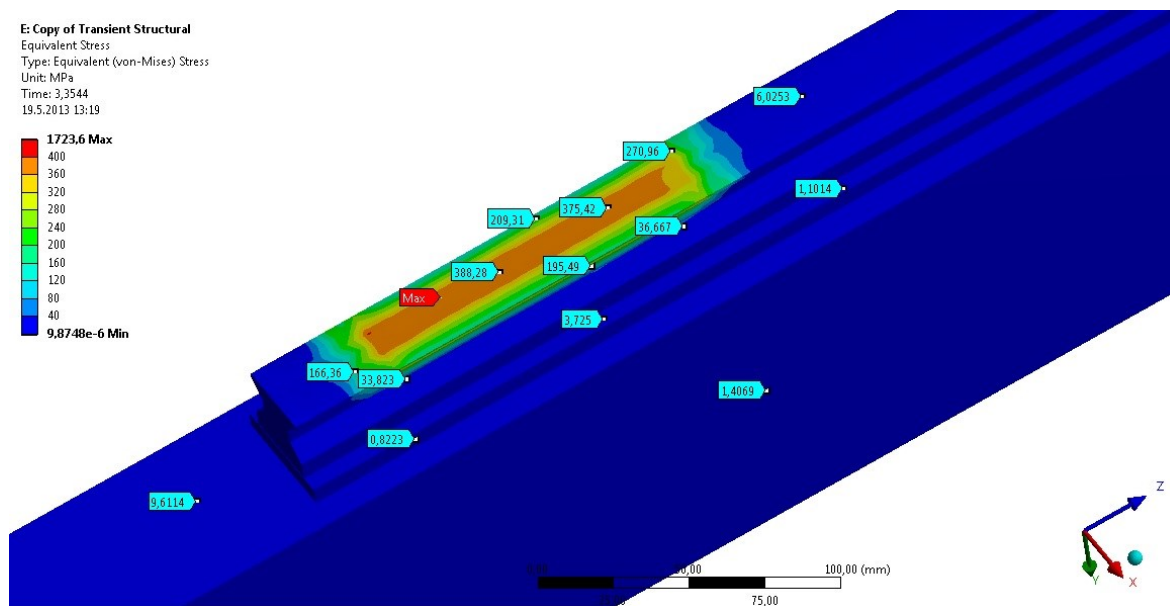
Výše uvedený koeficient bezpečnosti udává, že nemůže nastat porušení soudružnosti.

4.11.3) Střední plošina

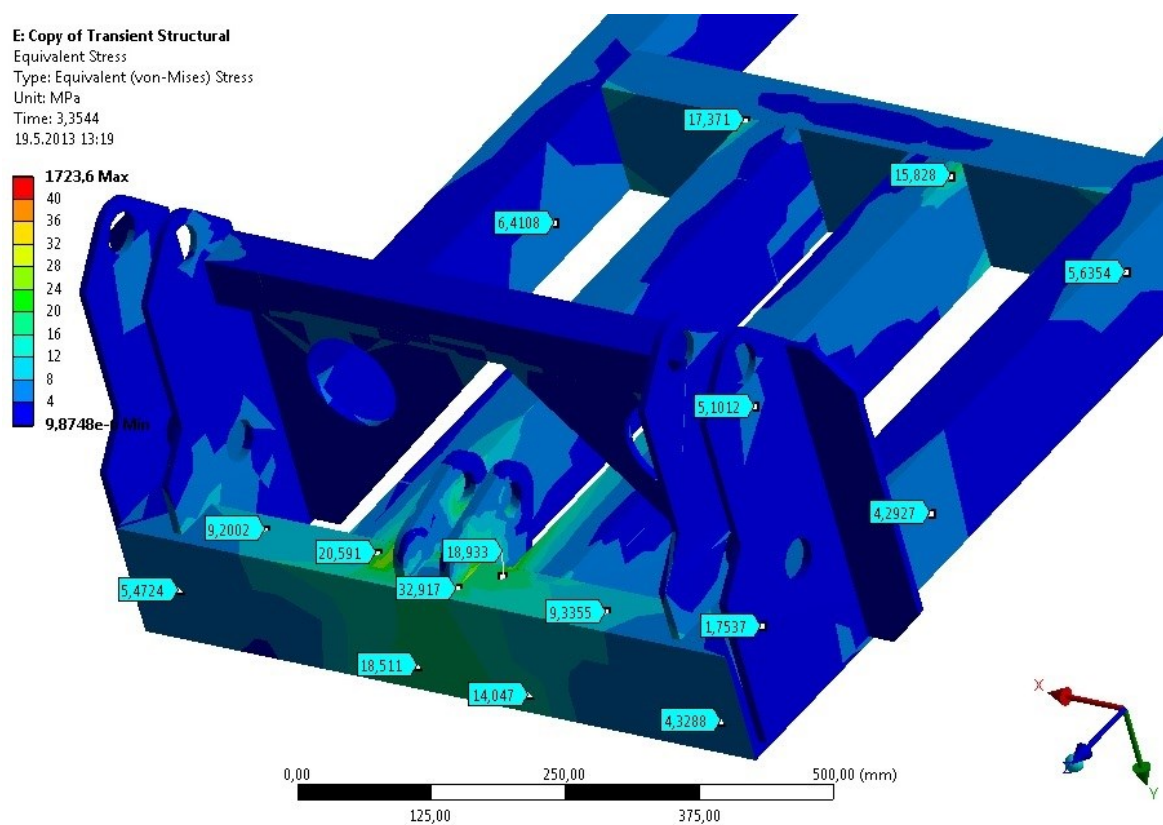
Střední plošina je vyrobena jako svařenec z profilu TR OBD 120x60x5, pomocný výplet, kterým je vyztuženo uchycení pro ramena nůžkového mechanismu, je tvořen profilem TR 4HR 50x3. Dále je střední plošina tvořena z výpalků či případně strojně opracované ŠIROKÁ OCEL tloušťky 7 mm a 10 mm. Uchycení pro písty je tvořeno pomocí ploché ocelové tyče PLO 100x12. Všechny výše uvedené polotovary jsou z materiálu S235JR dle EN 10025-2. Celkový průběh napětí ve střední plošině je zobrazen na *obrázku 55*. Maximální napětí v tomto rámu je zobrazeno na *obrázku 56*, kdy maximální napětí má hodnotu 396,22 MPa a je vyznačena nápisem max. Tato hodnota je v místě kontaktu střední plošiny a posuvného kamene, kde ve výpočtovém modelu nebyla modelována žádná vůle, která by umožňovala pohyb těchto součástí, ve skutečnosti v tomto místě je vůle v rozmezí několika desetin až jednoho milimetru. Tato hodnota napětí značně přesahuje mez kluzu, je tedy patrné, že zde dojde k trvalým plastickým deformacím tohoto elementu střední plošiny. Napětí v dostatečné vzdálenosti od tohoto kontaktu nepřesahuje hodnotu 40 MPa. Maximální napětí ve střední plošině v dostatečné vzdálenosti od kontaktu je zobrazeno na *obrázku 57*, kdy maximální velikost napětí činí 32,917 MPa.



Obrázek 55 - Celkový průběh napětí ve střední plošině; [MPa]



Obrázek 56 - Maximální napětí ve středním rámu; [MPa]



Obrázek 57 - Průběh napětí v dostatečné vzdálenosti od kontaktu; [MPa]

$$k_{SP} = \frac{R_e}{\sigma_n} \quad (4.11.3 - 1a)$$

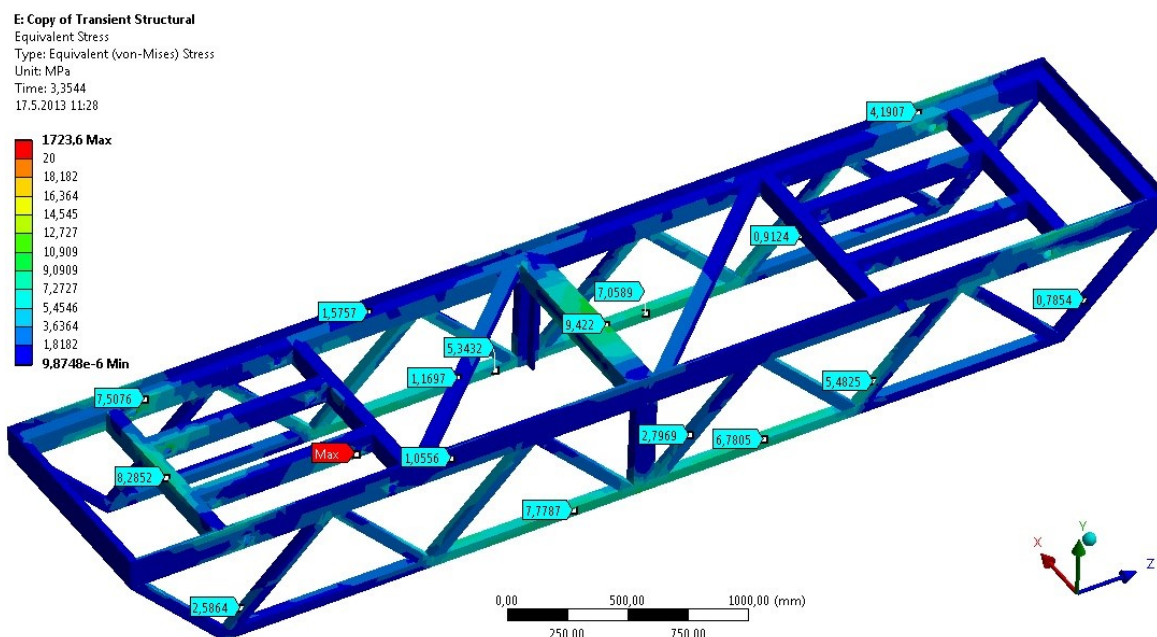
$$k_{SP} = \frac{235}{32,917} \quad (4.11.3 - 1b)$$

$$k_{SP} = 7.1 \quad (4.11.3 - 1c)$$

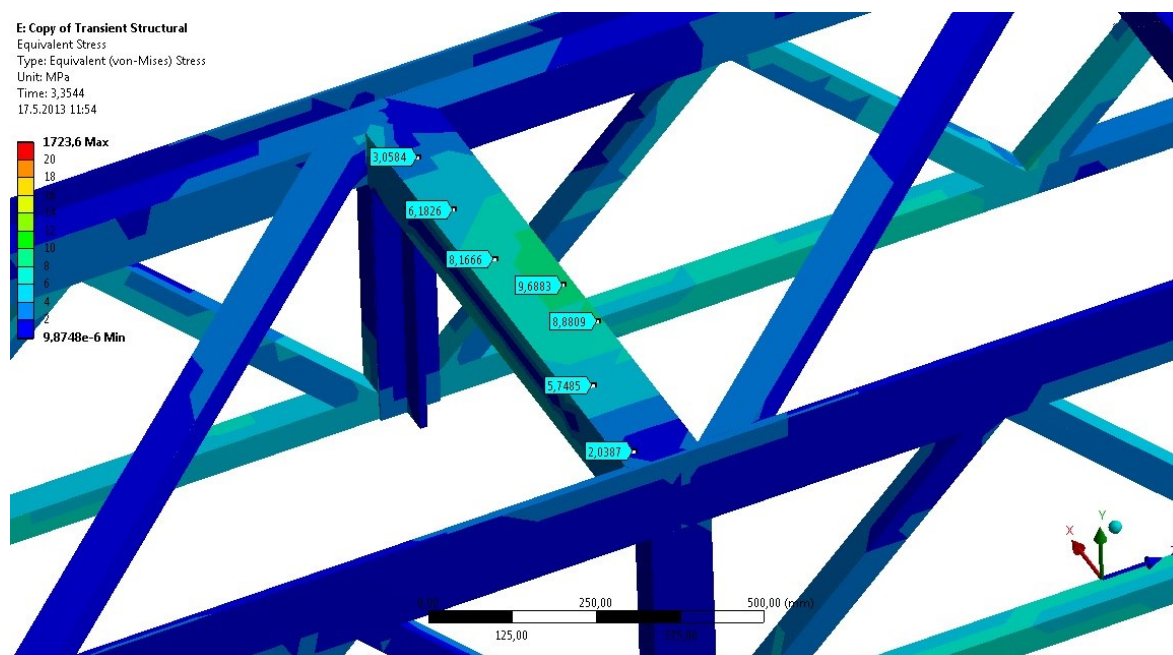
Výše uvedený koeficient bezpečnosti udává, že nemůže nastat porušení soudružnosti.

4.11.4) Vrchní plošina

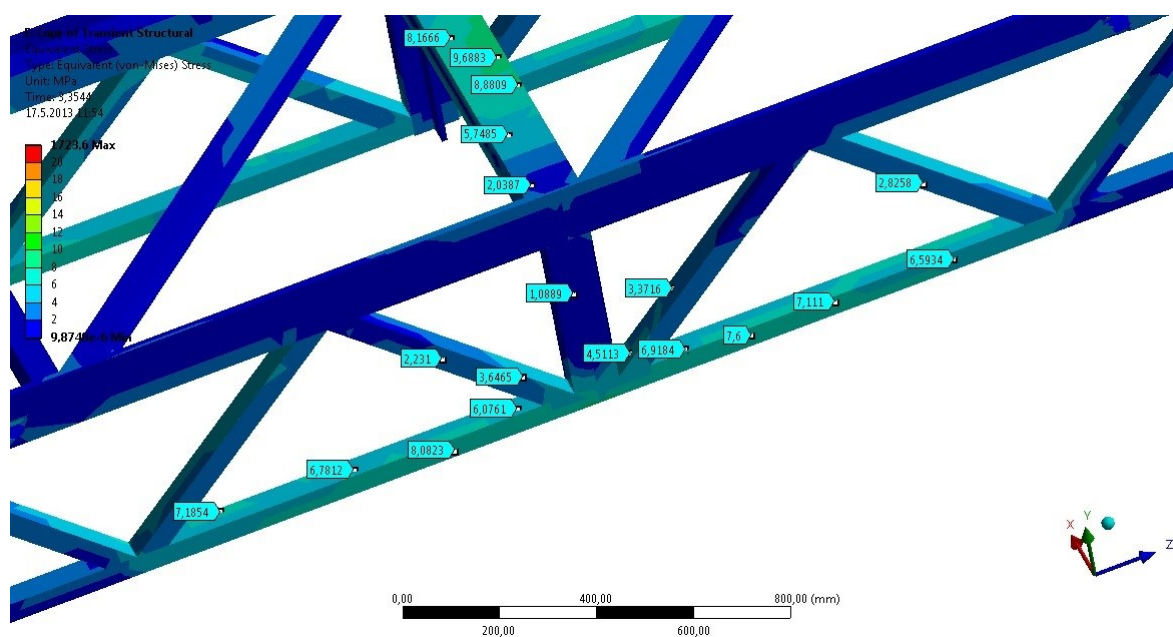
Vrchní plošina je vyrobena jako svařenec z profilu TR OBD 100x60x3, TR 4HR 50x3, tyčí rovnoramenného L 50x6 a z ŠIROKÁ OCEL 70x5. Na všechny části byl použit materiál S235JR dle EN 10025-2. Z průběhu napětí v konstrukci vrchní plošiny viz *obrázek 58*, je patrné, že napětí nepřesahuje hodnotu 20 MPa. Na *obrázku 59* a na *obrázku 60* je zobrazen průběh napětí přímo pod břemenem, ovšem zatížení bylo aplikováno přímo na horní hrany profilu, což ve skutečnosti není pravda, protože výdřeva určitým způsobem toto zatížení roznese i do okolních hran profilů, avšak i při takto zadaném zatížení je tato hodnota napětí velice příznivá, nepřesahuje hodnotu 10 MPa. Na *obrázku 61* je detail maximálního napětí v konstrukci vrchní plošiny, kde místo s maximálním napětím je označeno nápisem max. Hodnota tohoto maximálního napětí má hodnotu 16,847 MPa. Toto maximum je opět přímo v hraně otvoru, kdy má tento otvor ve skutečnosti sraženou hranu.



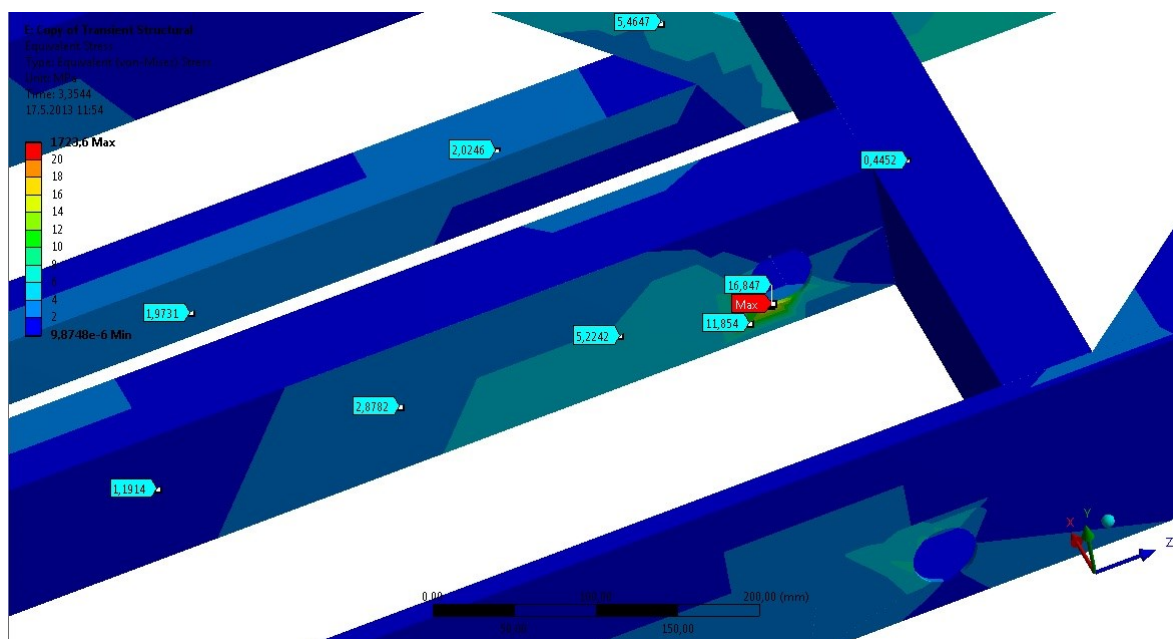
Obrázek 58 - Celkový náhled průběhu napětí ve vrchní plošině; [MPa]



Obrázek 59 - Průběh napětí přímo pod umístěním břemene; [MPa]



Obrázek 60 - Průběh napětí přímo pod zátěží; [MPa]



Obrázek 61 - Maximální napětí v konstrukci vrchní plošiny; [MPa]

$$k_{VP} = \frac{R_e}{\sigma_n} \quad (4.11.4 - 1a)$$

$$k_{VP} = \frac{235}{16,847} \quad (4.11.4 - 1b)$$

$$k_{VP} = 13,9 \quad (4.11.4 - 1c)$$

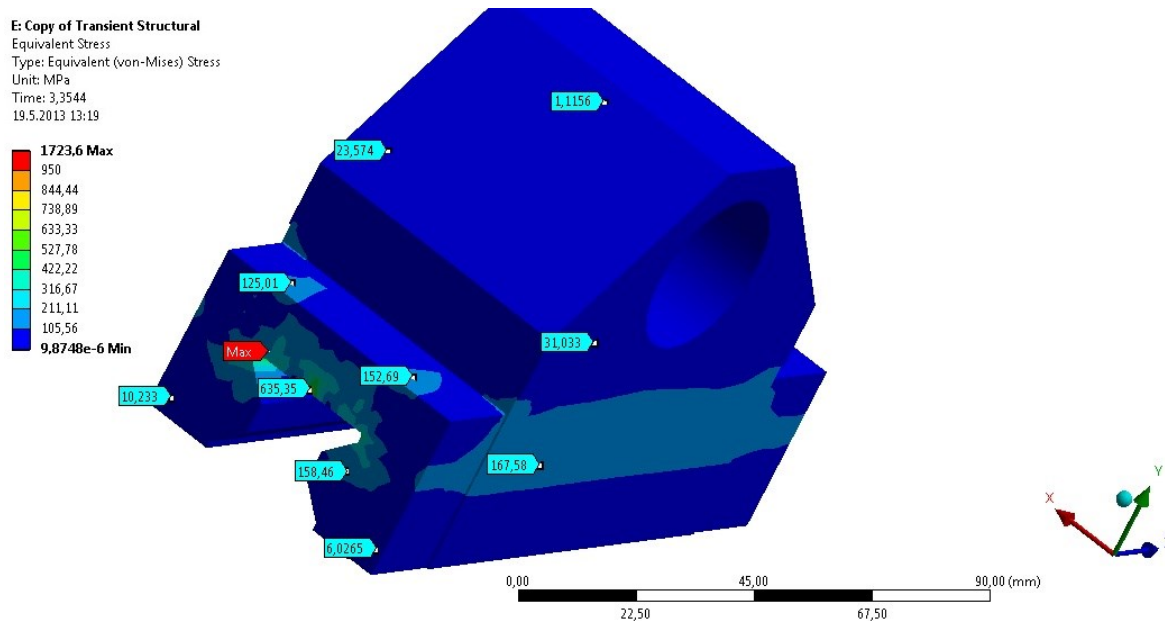
Výše uvedený koeficient bezpečnosti udává, že nemůže nastat porušení soudružnosti.

4.11.5) Posuvné kameny

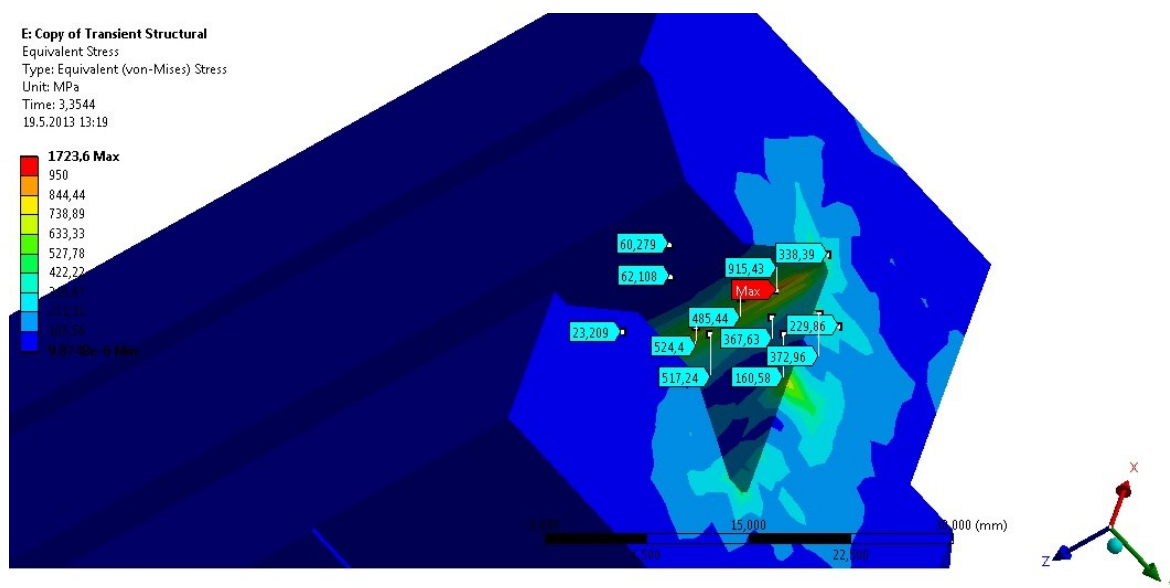
Posuvné kameny jsou tvořeny čtvercovou tyčí Tyč 60, ta je dále strojně opracovaná na potřebné rozměry a tvar. Na posuvné kameny byl použit materiál S235JR dle EN 10025-2.

Na *obrázku 62* je zobrazen průběh napětí v posuvném kameni, kdy maximální hodnota napětí činí 1 723,6 MPa, toto místo je označeno nápisem max. Tato hodnota značně přesahuje mez kluzu a v součásti tedy dojde k trvalým plastickým deformacím. Tato hodnota je v místě kontaktu střední plošiny a posuvného kamene, kde ve výpočtovém modelu nebyla modelována žádná vůle, která by umožňovala pohyb těchto součástí, ve skutečnosti v tomto místě je vůle v rozmezí několika desetin až jednoho milimetru. Z *obrázku 63* je dále patrné, že toto maximální napětí je přímo v ostré hraně součásti, kdy

v praxi nelze dosáhnout této situace, tedy vždy dosáhneme určitého, byť velmi malého zaoblení, které ovlivní průběh napětí v tomto místě.



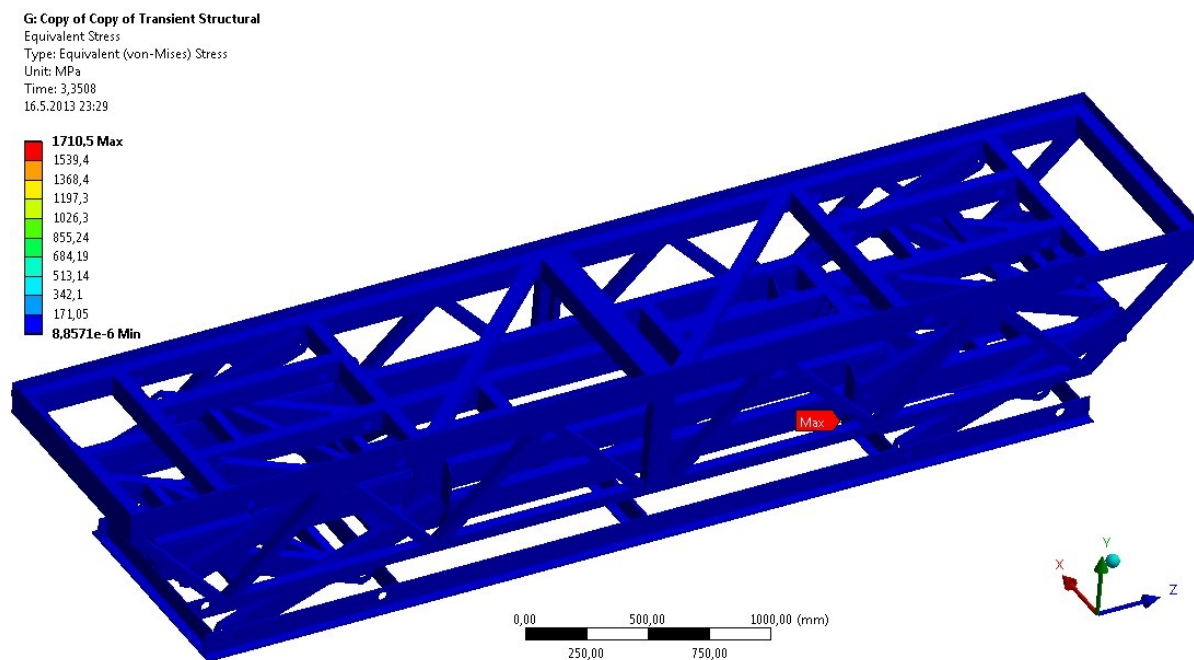
Obrázek 62 - Průběh napětí v posuvném kameni; [MPa]



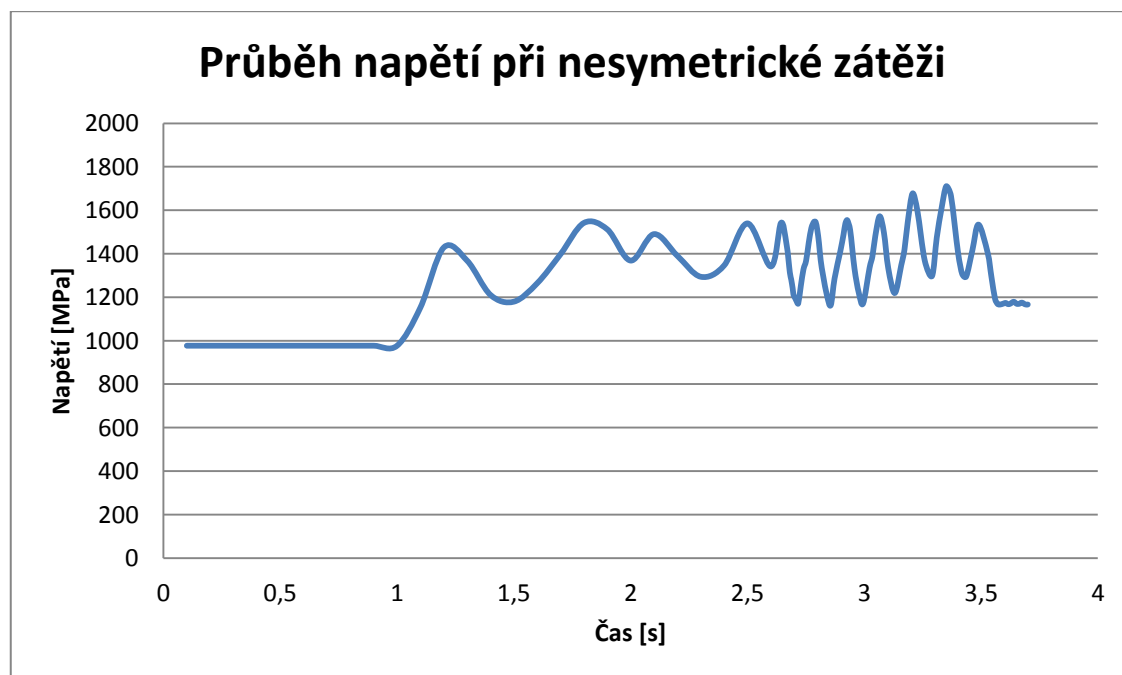
Obrázek 63 - Detail místa s maximálním napětím v posuvném kameni; [MPa]

4.12) Výsledky – nesymetrická zátěž

Celkový náhled průběhu napětí v konstrukci zvedací plošiny při nesymetrické zátěži je patrný z *obrázku 64* a tyto výsledky jsou doplněny *grafem 4*, na kterém je zobrazen časový průběh této veličiny. Maximální napětí v konstrukci je v čase 3,3508s, proto bude průběh napětí zobrazován právě v tomto čase. Hodnota maximálního napětí činí 1 710,5 MPa. Bližší popsání těchto hodnot bude provedeno jednotlivě pro každou součást.



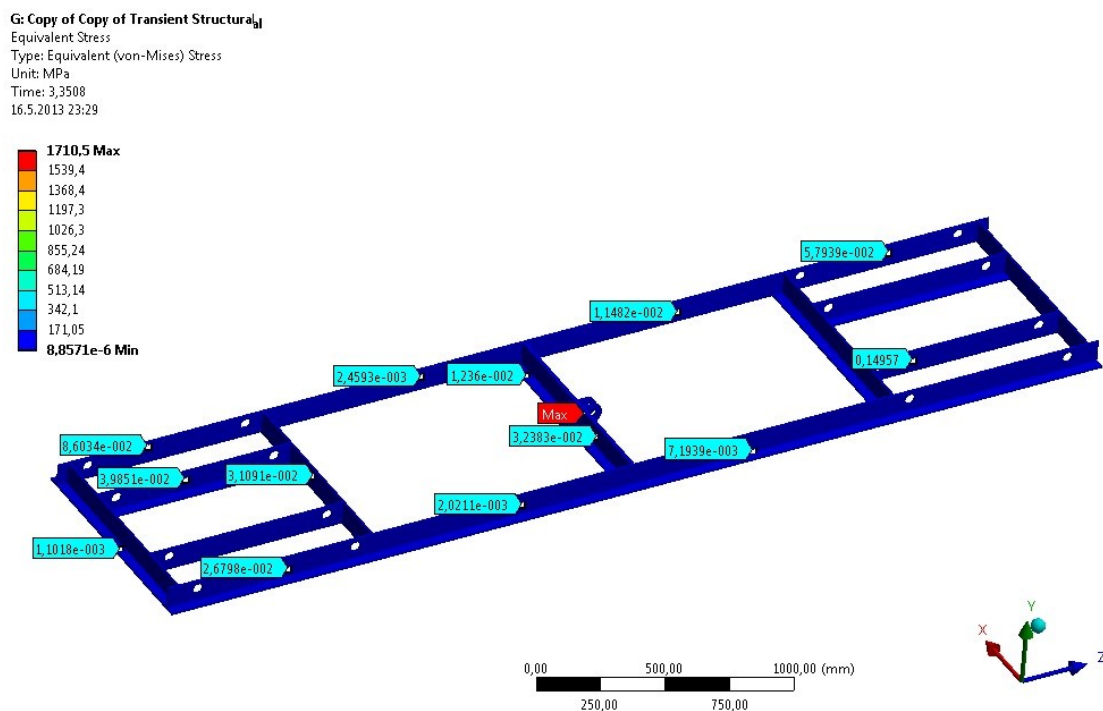
Obrázek 64 - Celkový náhled průběhu napětí při nesymetrické zátěži; [MPa]



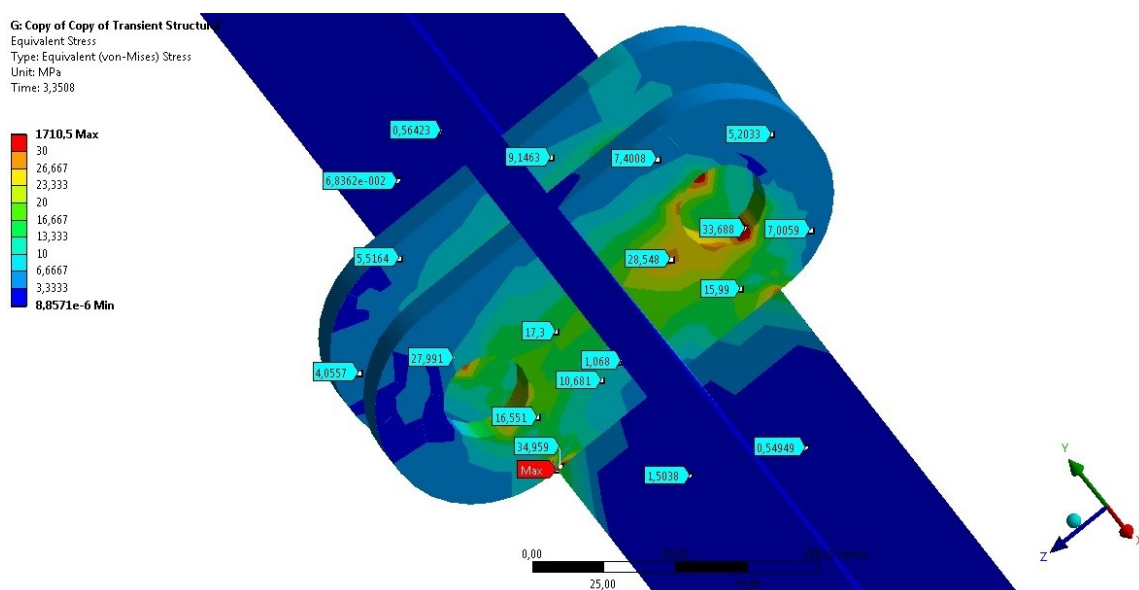
Graf 4 - Časový průběh napětí v konstrukci při nesymetrické zátěži; [MPa]

4.12.1) Základový rám

Na *obrázku 65* je patrný průběh napětí v základovém rámu od nesymetrického zatížení. Z *tohoto obrázku* je patrné, že napětí v základovém rámu má hodnotu blízkou nule. Průběh napětí uchycení hydraulických válců je zobrazeno na *obrázku 66*. Jak je patrné, tak napětí tohoto uchycení nepřesahuje hodnotu 36,55 MPa, což je na obrázku vyznačeno nápisem max.



Obrázek 65 - Průběh napětí v základovém rámu při nesymetrické zátěži; [MPa]



Obrázek 66 - Detail průběhu napětí v základovém rámu - uchycení pístů, nesymetrická zátěž; [MPa]

Výpočet koeficientu bezpečnosti:

$$k_{ZR} = \frac{R_e}{\sigma_n} \quad (4.12.1 - 1a)$$

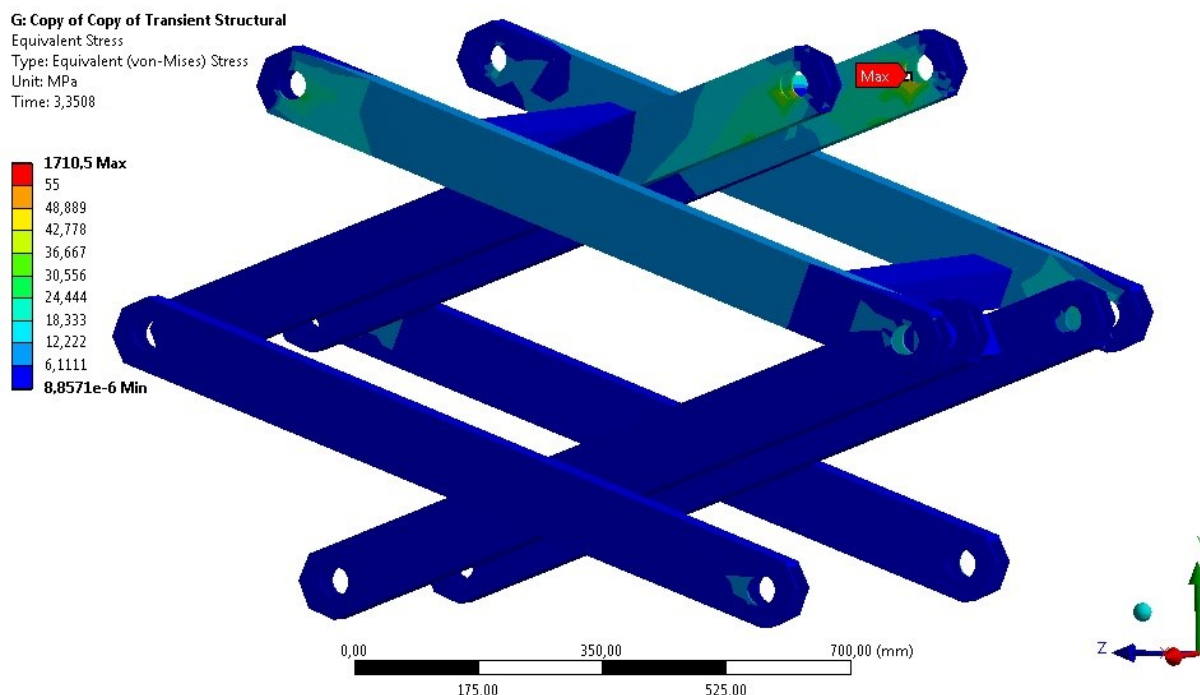
$$k_{ZR} = \frac{235}{36,55} \quad (4.12.1 - 1b)$$

$$k_{ZR} = 6,43 \quad (4.12.1 - 1c)$$

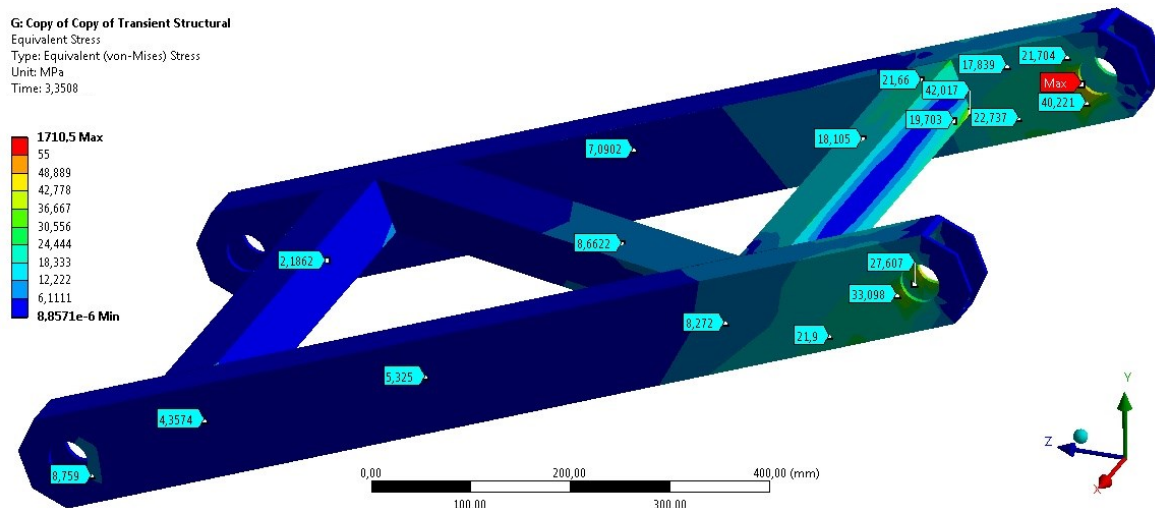
Výše uvedený koeficient bezpečnosti udává, že nemůže nastat porušení soudružnosti.

4.12.2) Ramena nůžkového mechanismu

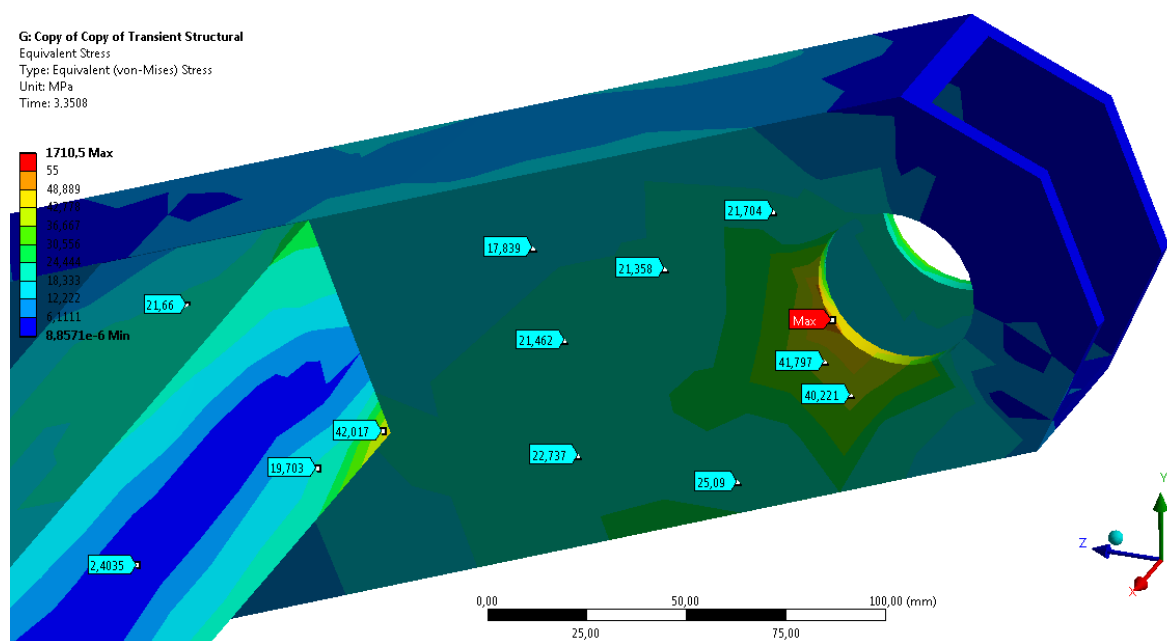
Napětí v ramenech nůžkového mechanismu nepřesahuje 55 MPa, což je patrné z *obrázku 67*. Na *obrázku 68* je zobrazena nejvíce zatížená část ramen nůžkového mechanismu, kde maximální napětí v blízkém okolí otvoru je 52,7 MPa, což nám potvrzuje *obrázek 69*, kde je vidět místo s maximálním napětím označeným nápisem max přímo v hraně otvoru. Ve skutečnosti v tomto místě nebude kumulace napětí, neboť v praxi se otvoru sráží hrana.



Obrázek 67 - Celkový náhled průběhu napětí ramen nůžkového mechanismu; [MPa]



Obrázek 68 - Průběh napětí v nejvíce namáhané části ramen nůžkového mechanismu; [MPa]



Obrázek 69 - Detail průběhu maximálního napětí ramen nůžkového mechanismu; [MPa]

Výpočet koeficientu bezpečnosti

$$k_{RNM} = \frac{R_e}{\sigma_n} \quad (4.12.2 - 1a)$$

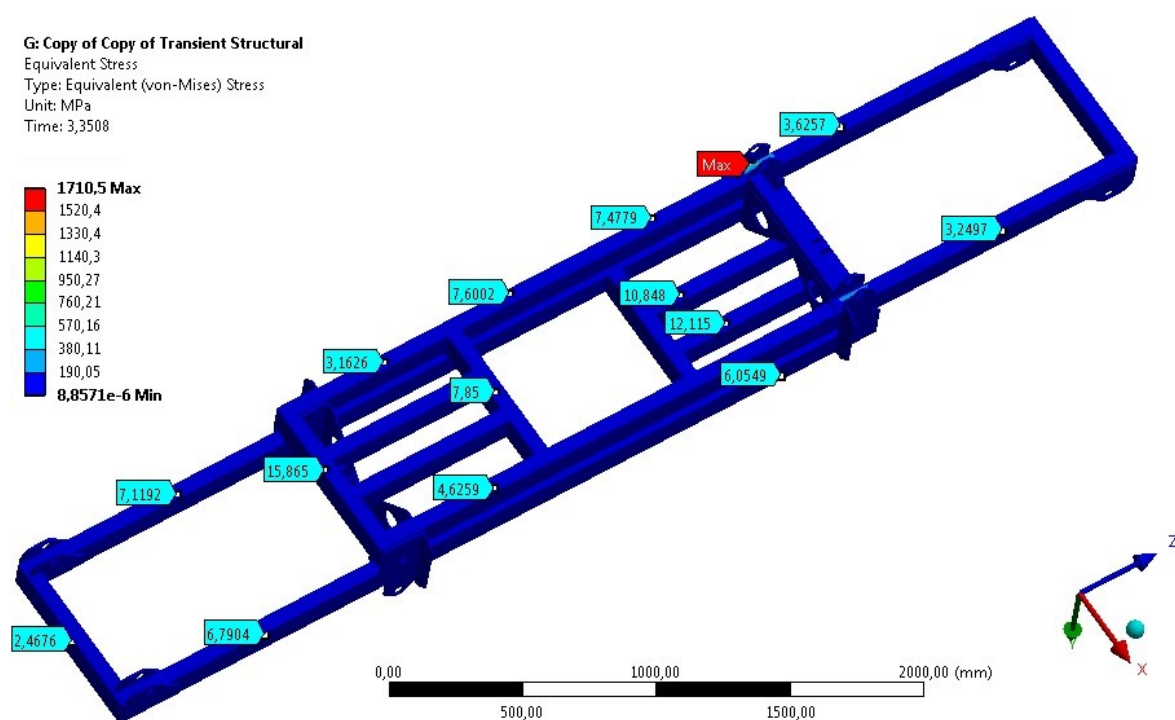
$$k_{RNM} = \frac{235}{52,7} \quad (4.12.2 - 1b)$$

$$k_{RNM} = 4,46 \quad (4.12.2 - 1c)$$

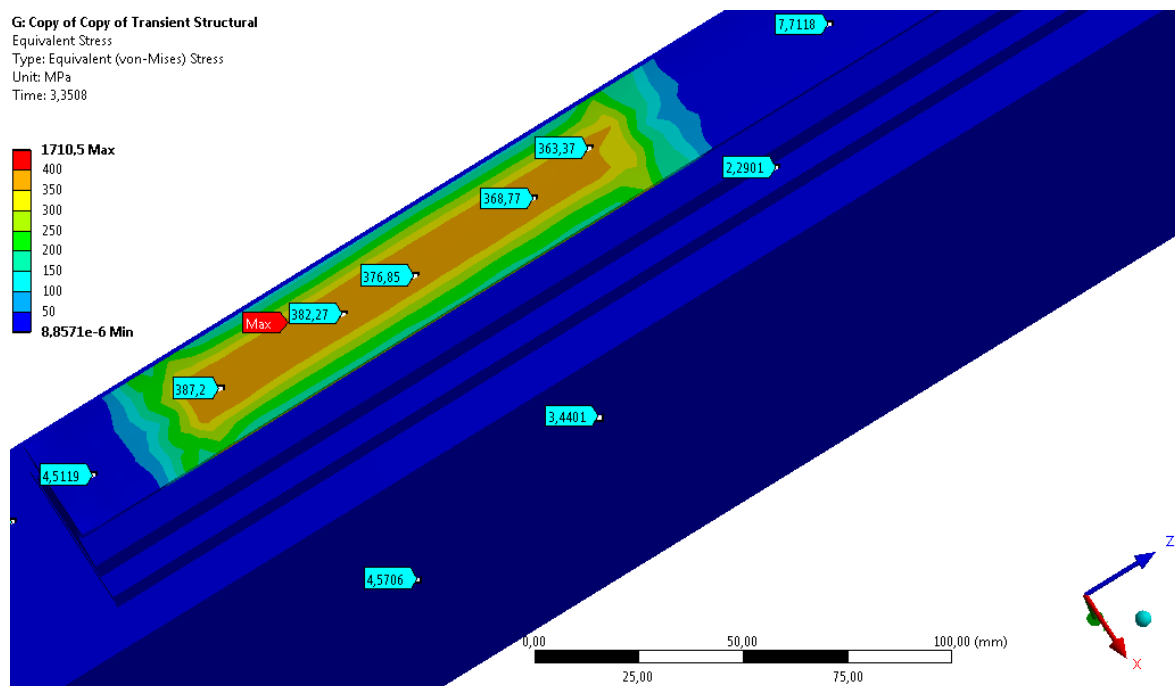
Výše uvedený koeficient bezpečnosti udává, že nemůže nastat porušení soudružnosti.

4.12.3) Střední plošina

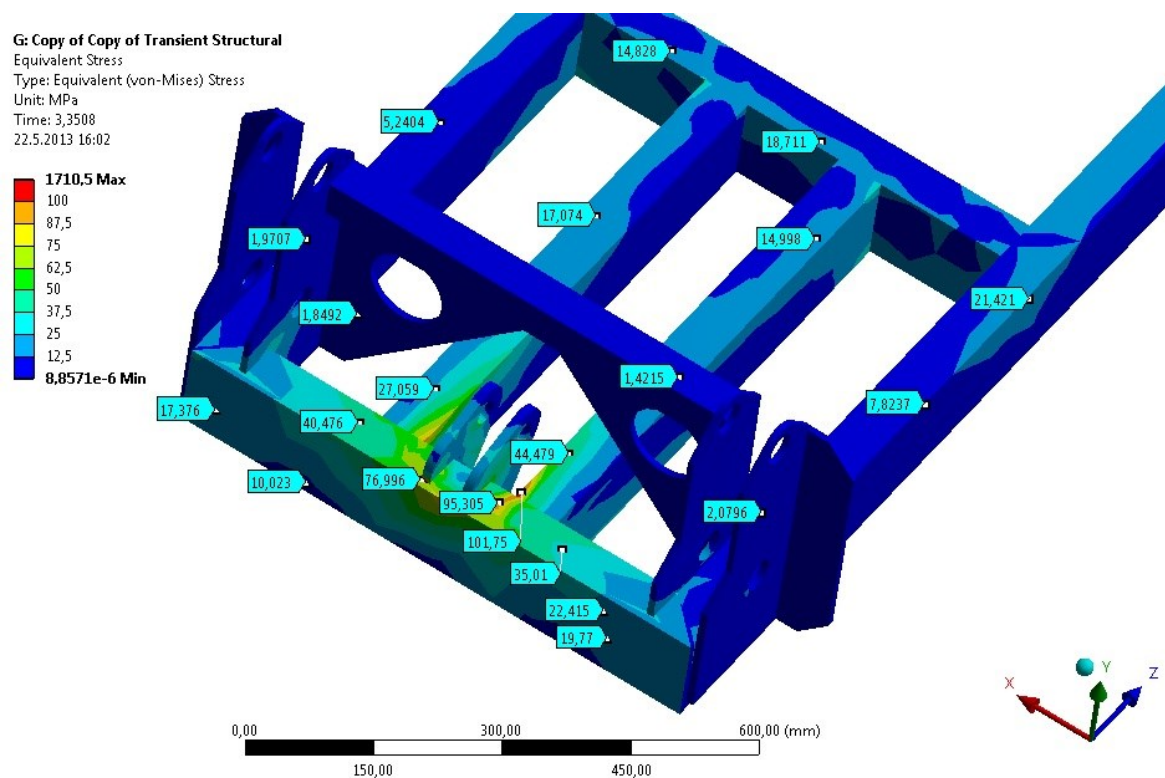
Celkový průběh napětí ve střední plošině je zobrazen na *obrázku 70*. Maximální napětí v tomto rámu je zobrazeno na *obrázku 71*, kdy maximální napětí má hodnotu 392,7 MPa a je vyznačena nápisem max. Tato hodnota je v místě kontaktu střední plošiny a posuvného kamene, kde ve výpočtovém modelu nebyla modelována žádná vůle, která by umožňovala pohyb těchto součástí. Ve skutečnosti je v tomto místě vůle v rozmezí několika desetin až jednoho milimetru. Tato hodnota napětí značně přesahuje mez kluzu, je tedy patrné, že zde dojde k trvalým plastickým deformacím tohoto elementu střední plošiny. Napětí v dostatečné vzdálenosti od tohoto kontaktu nepřesahuje hodnotu 100 MPa. Maximální napětí ve střední plošině v dostatečné vzdálenosti od kontaktu je zobrazeno na *obrázku 72*, kdy maximální velikost napětí činí 95,305 MPa



Obrázek 70 - Celkový průběh napětí ve střední plošině; [MPa]



Obrázek 71 - Maximální napětí ve středním rámu; [MPa]



Obrázek 72 - Průběh napětí v dostatečné vzdálenosti od kontaktu; [MPa]

Výpočet koeficientu bezpečnosti

$$k_{SP} = \frac{R_e}{\sigma_n} \quad (4.12.3 - 1a)$$

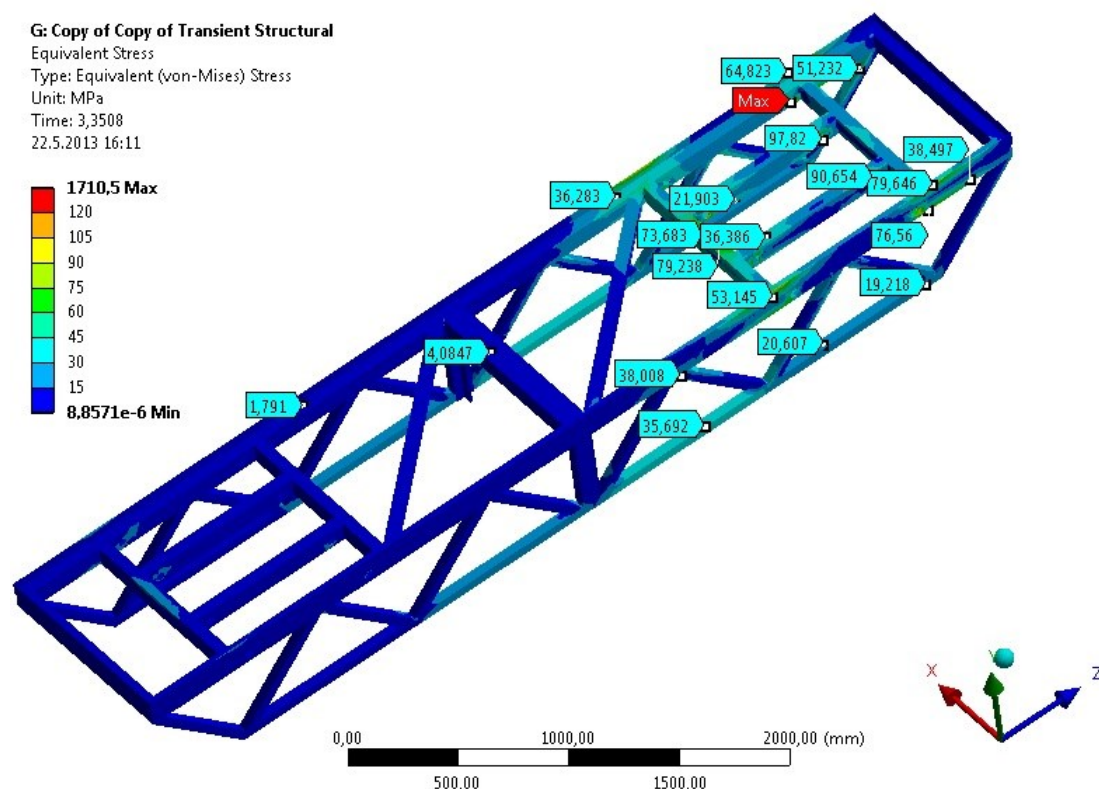
$$k_{SP} = \frac{235}{95,305} \quad (4.12.3 - 1b)$$

$$k_{SP} = 2,45 \quad (4.12.3 - 1c)$$

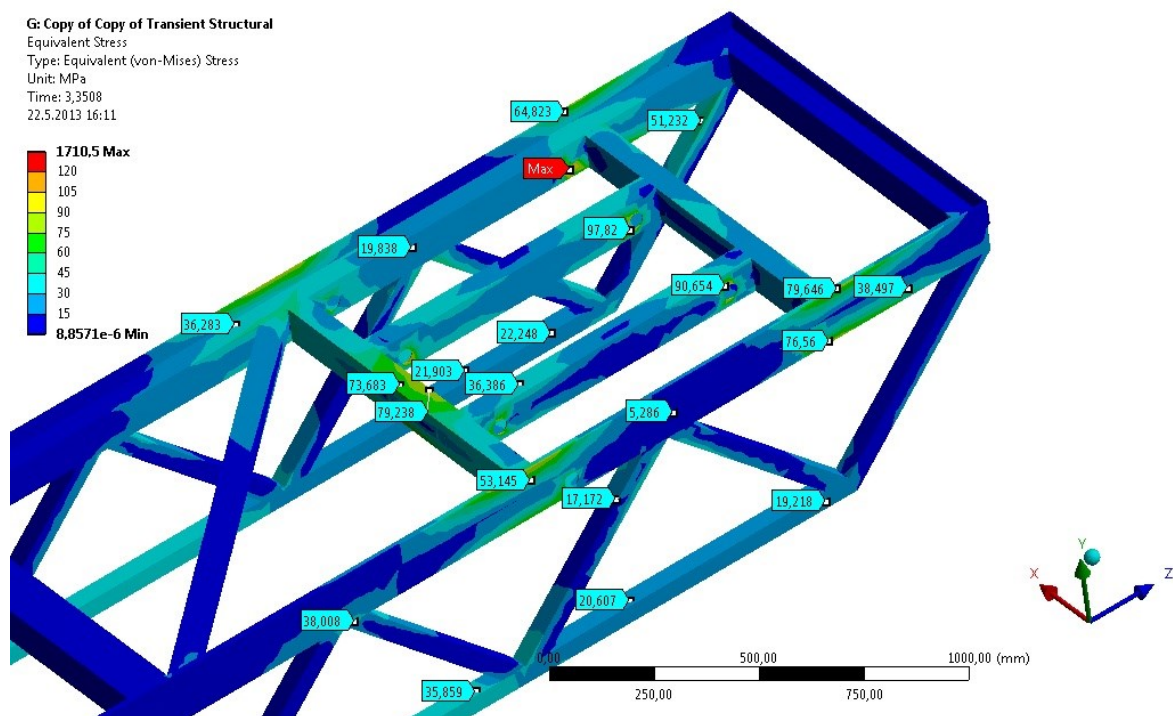
Výše uvedený koeficient bezpečnosti udává, že nemůže nastat porušení soudružnosti.

4.12.4) Vrchní plošina

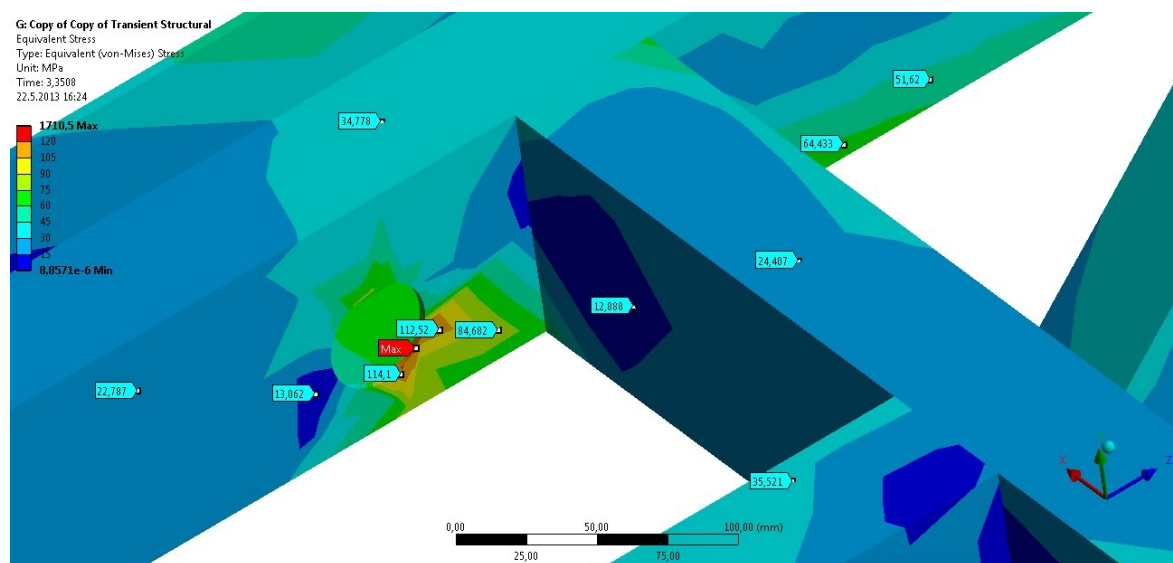
Z průběhu napětí v konstrukci vrchní plošiny viz *obrázek 73*, je patrné, že napětí nepřesahuje hodnotu 120 MPa. Na *obrázku 74* je zobrazen průběh napětí přímo pod břemenem, ovšem zatížení bylo aplikováno přímo na horní hrany profilu, což ve skutečnosti není pravda, protože výdřeva určitým způsobem toto zatížení roznese i do okolních hran profilů, avšak i při takto zadaném zatížení je tato hodnota napětí velice příznivá. Na *obrázku 75* je detail maximálního napětí v konstrukci vrchní plošiny, kde místo s maximálním napětím je označeno nápisem max. Hodnota tohoto maximálního napětí má hodnotu 117,2 MPa. Toto maximum je opět přímo v hraně otvoru, kdy má tento otvor ve skutečnosti sraženou hranu.



Obrázek 73 – Celkový náhled průběhu napětí v konstrukci vrchní plošiny; [MPa]



Obrázek 74 - Průběh napětí přímo pod břemenem; [MPa]



Obrázek 75 - Detail průběhu maximálního napětí vrchní plošiny při nesymetrickém zatížení; [MPa]

$$k_{VP} = \frac{R_e}{\sigma_n} \quad (4.12.4 - 1a)$$

$$k_{VP} = \frac{235}{117,2} \quad (4.12.4 - 1b)$$

$$k_{VP} = 2,01 \quad (4.12.4 - 1c)$$

Výše uvedený koeficient bezpečnosti udává, že nemůže nastat porušení soudružnosti.

4.12.5) Posuvné kameny

Na *obrázku 76* je zobrazen průběh napětí v posuvném kameni, kdy maximální hodnota napětí činí 1 710,5 MPa, toto místo je označeno nápisem max. Tato hodnota značně přesahuje mez kluzu a v součásti tedy dojde k trvalým plastickým deformacím. Tato hodnota je v místě kontaktu střední plošiny a posuvného kamene, kde ve výpočtovém modelu nebyla modelována žádná vůle, která by umožňovala pohyb těchto součástí. Ve skutečnosti je v tomto místě vůle v rozmezí několika desetin až jednoho milimetru. Z *obrázku 77* je dále patrné, že toto maximální napětí je přímo v ostré hraně součásti, kdy v praxi nelze dosáhnout této situace, tedy vždy dosáhneme určitého, byť velmi malého zaoblení, které ovlivní průběh napětí v tomto místě.

G: Copy of Copy of Transient Structural

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 3,3508

22.5.2013 16:40

1710,5 Max

1496,7

1282,9

1069

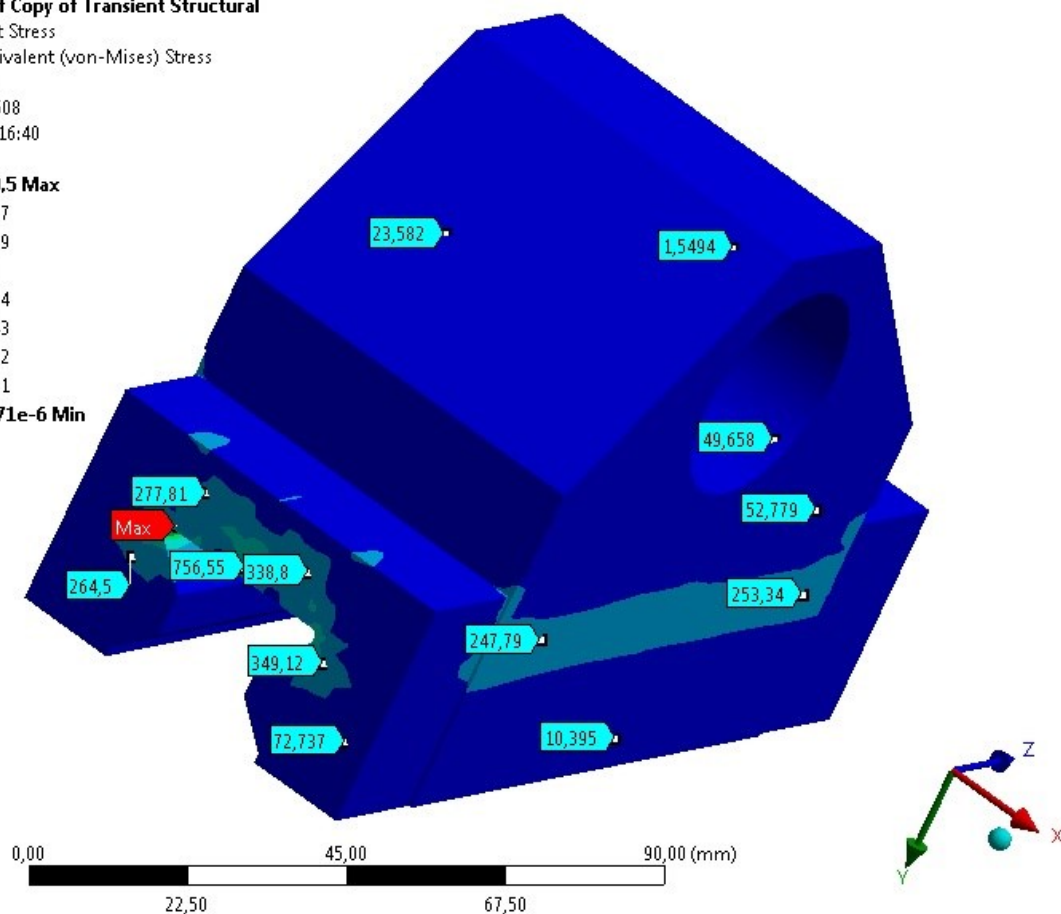
855,24

641,43

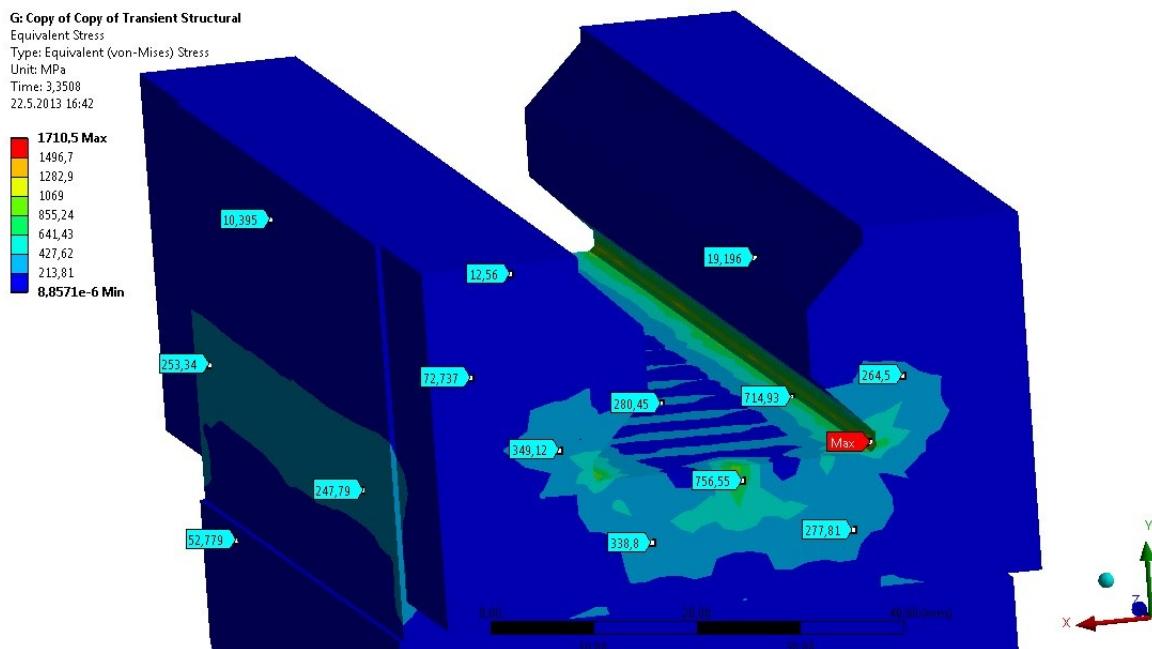
427,62

213,81

8,8571e-6 Min



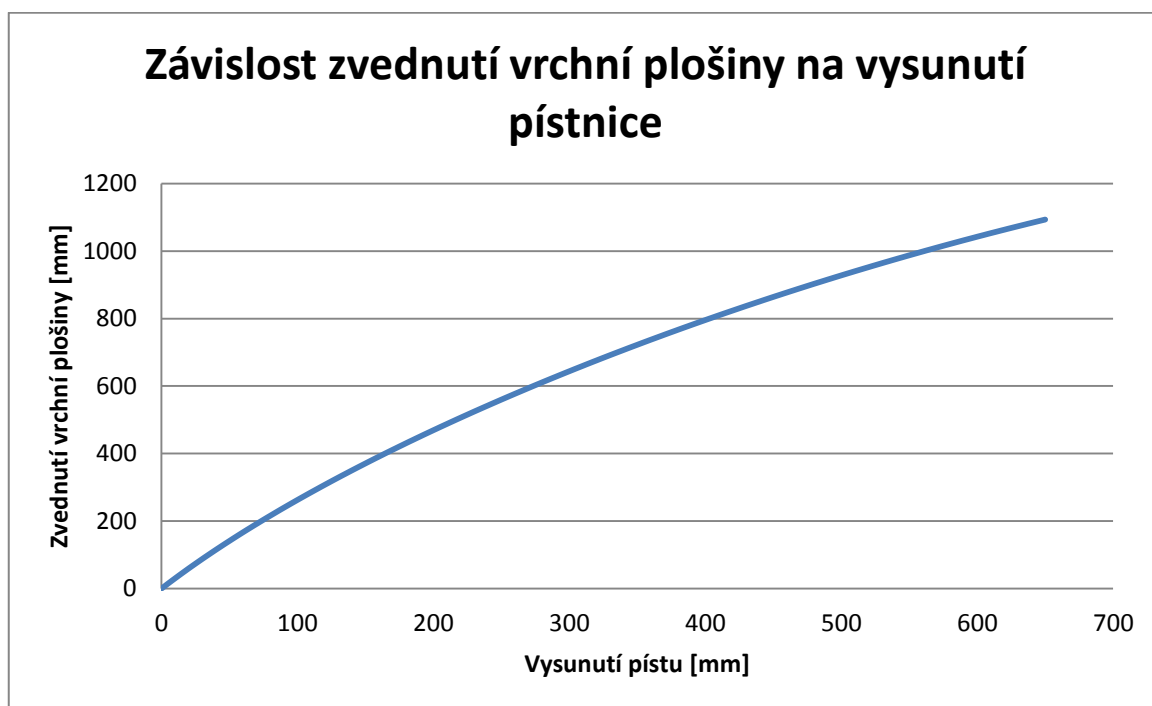
Obrázek 76 - Celkový náhled průběhu napětí posuvného kamene při nesymetrickém zatížení; [MPa]



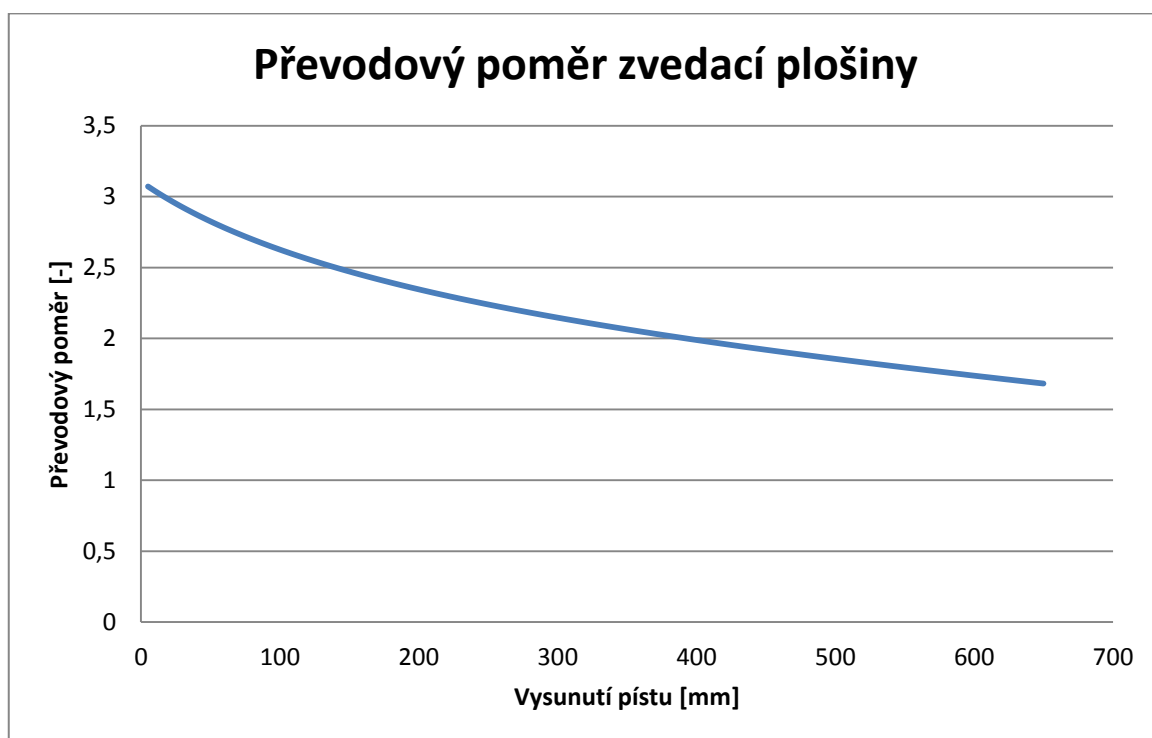
Obrázek 77 – Detail průběhu napětí posuvného kamene při nesymetrickém zatížení; [MPa]

4.13) Převodová funkce plošiny

Pro zjištění převodového poměru byl použit program AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL 2012. Tento převodový poměr není konstantní, protože tím, jak se písty vysunují, se mění úhel, který tyto písty svírají vůči základovému rámu. *Graf 5* zobrazuje závislost zvednutí vrchní plošiny a vysunutí pístu. Maximálně možné vysunutí pístu, kdy nedojde k penetraci jednotlivých součástí zvedací plošiny je 650 mm. Při tomto maximálně vysunutém pístu, je zdvih vrchní plošiny 1 093 mm. *Graf 6* zobrazuje převodový poměr, který se pohybuje v rozmezí 1,7 – 3,1.



Graf 5 - Závislost zvednutí vrchní plošiny na vysunutí pístu; [mm]



Graf 6 - Převodový poměr zvedací plošiny

Závěr

Diplomová práce se v úvodu zabývala teoretickou rešerší na téma využití zvedacích plošin v průmyslu, ty se využívají k překonávání určitých výškových rozdílů a k přepravě břemen či osob. Základní rozdělení průmyslových plošin je na externí a interní, další členění je možné na stabilní a mobilní jak je popsáno v úvodu této práce.

Základním omezením zvedacích plošin je maximální zvedaná zátěž a maximální výška, do které je schopna toto břemeno zvednout. Ke zvedání plošin se využívají čtyři základní mechanismy a to hydraulický mechanismus, ten je nejrozšířenější, pneumatický mechanismus, elektrický pohon a ruční pohon, ten se používá jen ve vyjimečných případech a to z důvodu, že maximální hmotnost břemene je velice nízká.

Dalším bodem této práce byla příprava výpočtového modelu, která vycházela z cad modelu, který byl dodán zadavatelem. Tento model obsahoval velké množství součástí - čepy, pouzdra a normalizované součásti jako například matice, podložky, pojistné kroužky atd., které pro samotný pevnostní výpočet není potřeba, proto byly tyto součásti z modelu odstraněny. Při práci s modelem bylo zjištěno, že během přenosu z cad prostředí, do výpočetního prostředí ANSYS Workbench se vyskytly jisté chyby, ty byly typu prostupování, nedoléhání dvou profilů, případně špatně seříznutý profil.

Vzhledem k tomu, že samotný výpočet byl proveden metodou konečných prvků, bylo nejprve nutné dané kontinuum rozdělit právě na výše zmiňované konečné prvky. Tento model měl 885122 uzlů a obsahoval 248 954 elementů.

Před samotným pevnostním výpočtem byla provedena modální analýza, kde bylo zjištěno dynamické chování konstrukce zvedací plošiny, toto chování bylo popsáno prvními deseti módy z nichž tři byly vybrány a v práci zobrazeny.

Pro pevnostní výpočet bylo nutné znát zatížení, to bylo zadavatelem určeno jako zatížení od výdřevy, a zatížení od břemene, dále bylo zadavatelem určeno, jak má být dané zatížení břemenem rozloženo do jednotlivých horních ploch profilů. V podstatě bylo zadavatelem dáno, že břemeno má být umístěno jak do osy symetrie, tak mimo ni. První uložení břemene lze chápat jako symetrické zatížení, kdy je toto břemeno uloženo do osy symetrie. Druhý způsob uložení břemene je nesymetrické, kdy je břemeno uloženo mimo osu symetrie na jeden kraj zvedací plošiny.

Vypočítanou deformaci plošiny lze chápat jako její možný pohyb, kdy na začátku analýzy se vysunou písty o hodnotu 100 mm, poté následuje plynulý nájezd rychlosti klesání a v čase 3,56s-3,571s dojde k velmi rychlému zastavení pohybu pístu, tím dojde

k tomu, že hydraulická kapalina je stlačena a dojde ke kmitání zvedací plošiny, což je patrné z *grafu 1* a z *grafu 2*.

Při pevnostní analýze a při symetricky umístěné zátěži byla zjištěna maximální hodnota napětí 1 723,6 MPa, tato hodnota byla v místě kontaktu střední plošiny a posuvného kamene, kde byla tato hodnota v součásti posuvného kamene přímo v ostré hraně, což ve skutečnosti není pravda, protože v praxi není nikde dokonale ostrá hrana, ale vždy je nějaký nepatrný rádius. Výsledek je také ovlivněn tím, že nebyla modelována žádná vůle v tomto kontaktu, což také úplně neodpovídá skutečnosti, neboť ve skutečnosti je pro pohyb vždy nějaká vůle nutná, jinak nemůže daný pohyb vůbec nastat. Dalším důvodem, proč je daná vůle nutná, je skutečnost, že daná plošina je složena z několika samostatných součástí a je nutno ji složit do finální podoby zvedací plošiny.

Další vysoká hodnota napětí je právě v druhé součásti střední plošiny, která je v kontaktu s posuvným kamenem, ovšem hodnota tohoto napětí je 396,22 MPa. U těchto dvou součástí dochází k překročení meze kluzu, je třeba tedy počítat s tím, že u daných součástí dojde ke zplastizování a trvalým deformacím.

Ostatní součásti nepřekračují mez kluzu, a tudíž u nich nedojde k trvalým plastickým deformacím, napětí ve zbytku konstrukce nepřesahuje hodnotu 50 MPa, což je hodnota velice příznivá. Opomeneme-li výše uvedené vysoké hodnoty napětí překračující mez kluzu, je ve zbytku konstrukce minimální hodnota koeficientu bezpečnosti 7,1, tuto hodnotu vztahujeme právě k mezi kluzu, kdy tento koeficient bezpečnosti je vyhovující.

Při nesymetricky umístěné zátěži byla zjištěna maximální hodnota napětí 1 710,5 MPa, tato hodnota byla v místě kontaktu střední plošiny a posuvného kamene, kde byla tato hodnota v součásti posuvného kamene přímo v ostré hraně, což ve skutečnosti není pravda, protože v praxi není nikde dokonale ostrá hrana, ale vždy je nějaký nepatrný rádius. Výsledek je také ovlivněn tím, že nebyla modelována žádná vůle v tomto kontaktu, což také úplně neodpovídá skutečnosti, neboť ve skutečnosti je pro pohyb vždy nějaká vůle nutná, jinak nemůže daný pohyb vůbec nastat.

Další vysoká hodnota napětí je právě v druhé součásti střední plošiny, která je v kontaktu s posuvným kamenem, ovšem hodnota tohoto napětí je 392,7 MPa. U těchto dvou součástí dochází k překročení meze kluzu, je třeba tedy počítat s tím, že u daných součástí dojde ke zplastizování a trvalým deformacím.

Ostatní součásti nepřekračují mez kluzu, a tudíž u nich nedojde k trvalým plastickým deformacím, napětí ve zbytku konstrukce nepřesahuje hodnotu 120 MPa, což je hodnota příznivá. Opomeneme-li výše uvedené vysoké hodnoty napětí překračující mez

kluzu, je ve zbytku konstrukce při nesymetricky umístěné zátěži minimální hodnota koeficientu bezpečnosti 2,01, tuto hodnotu vztahujeme právě k mezi kluzu, kdy tento koeficient bezpečnosti je vyhovující.

Posledním bodem práce bylo zjištění převodové funkce plošiny, která není konstantní, jak zobrazuje *graf 6*, to je dáno tím, že při vysunování pístu se mění úhel, který tento píst svírá se základovým rámem.

Použitá literatura:

1. ANSYS, Inc. ANSYS Release 14 Documentation. SAP IP. Inc., 2007. V elektronické podobě dostupné jako součást instalace programu ANSYS 14.
2. KOLÁŘ, V., NĚMEC, I., KANICKÝ, V. FEM: Principy a praxe metody konečných prvků. 1. Vyd. Praha: Computer Press, 1997. 401 s. ISBN 80-7226-021-9
3. COOK, R. D. Finite Element Modeling for stress Analysis. 1st edition. New York: Wiley & Sons, 1995. 320 s. ISBN 0-471-10774-3.
4. KUČERA, J. Stručný úvod do mechaniky lomu. Část I, Vruby a trhliny, nestabilní lom. 1. Vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1993. 106 s. ISBN 80-7078-218-8.
5. *Aj produkty* [online]. Last revision 11. 9.2010. [cit. 19. 3 2013]. Dostupné z: <<http://www.ajprodukty.cz/zvedaci-zarizeni/zdvihaci-stoly-a-plosiny/vysokozdvizne-hydraulicke-stoly/2981053-59370.wf>>.
6. Mascus [online]. Last revision 2. 3. 2010. [cit. 19.3. 2013]. Dostupné z: <<http://www.mascus.cz/stavebni-stroje/nuzkova-zvedaci-plosina/haulotte-h18sdx-4x4-18m/awiwx95.html>>.
7. Rpj servis [online]. Last revision 13. 5. 2008. [cit. 19. 3. 2013]. Dostupné z: <<http://servis.rpj.cz/katalog/vybaveni-autoservisu-a-dilen/zvedaci-plosiny/726289-zvedaci-plosina-dvojite-vertikalni-nuzky-tld1000/>>.
8. Liftex pro [online]. Last revision 7. 6. 2012. [cit.19.3.2013]. Dostupné z: <<http://liftex.cz/reference/nuzkove-zvedaci-plosiny/>>.
9. Rpj servis [online]. Last revision 13. 5. 2008. [cit. 19. 3. 2013]. Dostupné z: <<http://servis.rpj.cz/katalog/vybaveni-autoservisu-a-dilen/zvedaci-plosiny/726239-zvedaci-plosina-jednoduche-nuzky-cl2000/>>.
10. Megalux [online]. Last revision 12. 11. 2012. [cit. 19. 3. 2013]. Dostupné z: <<http://www.logismarket.cz/liftmate-cz/staticke-zdvihaci-plosiny/1263902428-947644177-p.html>>.
11. Liftmate [online]. Last revision 11. 11. 2013. [cit. 19. 3. 2013]. Dostupné z: <<http://www.liftmate.cz/pojizdne-zdvihaci-plosiny-elektricke.html>>.
12. Rothlehner [online]. Last revision 1. 2. 2013. [cit. 19. 3. 2013]. Dostupné z: <<http://www.rothlehner.cz/detail-plosiny.php?id=55>>.
13. Rothlehner [online]. Last revision 1. 2. 2013. [cit. 19. 3. 2013]. Dostupné z: <<http://www.rothlehner.cz/detail-plosiny.php?id=114>>.
14. Inreka plosiny [online]. Last revision 10. 10. 2012. [cit. 20.3.2013]. Dostupné z: <<http://www.inreka-plosiny.cz/plosina-IP9-2.html>>.

15. Terop spol. s.r.o. [online]. Last revision 1. 3. 2013. [cit. 20.3.2013]. Dostupné z: <<http://terop.cz/new/index.php/manipulatory-dieci>>.
16. Statech [online]. Last revision 2.2.2010. [cit. 20. 3. 2013]. Dostupné z: <<http://www.statech.cz/pronajem/13-specialni-plosiny/>>.
17. Janda plošiny [online]. Last revision 5. 5. 2011. [cit. 20. 3. 2013]. Dostupné z: <<http://www.jandaplosiny.cz/pracovni-privesna-plosina-12m-denka-lift/>>.
18. BURIÁN, Miroslav. Mobilní vícenůžková zvedací plošina: diplomová práce. Ostrava: Vysoká škola báňská, fakulta strojní, 2012. 77, 1. Vedoucí diplomové práce Květoslav Kaláb.
19. ČSN EN 1494+A1. *Mobilní a přemístitelné zvedáky a související zdvihací zařízení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012. 40s. Třídící znak 270810.
20. Statech [online]. Last revision 5. 4. 2011. [cit. 20. 3. 2013] Dostupné z: <http://www.statech.cz/img/produkty/43/1346748688_gs3390.pdf>.
21. Rpj servis [online]. Last revision 13. 5. 2008. [cit. 20. 3. 2013]. Dostupné z: <<http://servis.rpj.cz/katalog/vybaveni-autoservisu-a-dilen/zvedaci-plosiny/horizontalni-dvojite-trojite-a-ctverne-nuzky/>>.
22. PAVLOK, B., HRUŽÍK, L., BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava: VŠB-TU, 2007.
23. Likos international [online]. Last revision 5. 1. 2013. [cit. 21. 3. 2013]. Dostupné z: <<http://www.liko-s.cz/cs/reference/kovovyroba/realizace-0213>>.
24. Rpj servis [online]. Last revision 13. 5. 2008. [cit. 20. 3. 2013]. Dostupné z: <<http://servis.rpj.cz/katalog/vybaveni-autoservisu-a-dilen/zvedaci-plosiny/mobilni-elektricke-plosiny/726340-mobilni-aku-plosina-wp65/>>.
25. Aj produkty [online]. Last revision 11. 9.2010. [cit. 19. 3 2013]. Dostupné z: <<http://www.ajprodukty.cz/zvedaci-zarizeni/zdvihaci-stoly-a-plosiny/2981053.wf>>.
26. URL: <www.umt.fme.vutbr.cz/~svechet/main/Prezentace11.ppt>. [cit. 2.4.2013].
27. PODEŠVA, J., ONDROUCH, J. *Technické kmitání*. Ostrava: VŠB-TU, 2011/12.
28. HANÁK, J. *Pevnostní výpočet nosného ramene zábavního zařízení: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra mechaniky, 2011. 74s.
29. VINOGRADOV, O. *Fundamentals of kinematice and dynamics of Machines and Mechanism*. London: CRC Press, 2000. 304s ISBN 0-849-3025-79.